

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
Katedra energetiky

Návrh separátoru a přehříváče páry pro tlakovodní
jadernou elektrárnu

Proposal of Separator and Steam Preheater for
Nuclear Power Plant

Student:

Bc. Jiří Janeček

Vedoucí práce:

prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

Ostrava 2012

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb.- autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst.3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřou licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla naloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis

Bc. Jiří Janeček

Jiráskovo náměstí č. 4

Prostějov 796 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

JANEČEK, J. *Návrh separátoru a přihřívače páry pro tlakovodní jadernou elektrárnu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 78 s. Vedoucí práce: Kolat, P.

Diplomová práce se zabývá návrhem vertikálního separátoru - přihřívače pro malé jaderné elektrárny o výkonu 70 MWe. V první části je proveden důkladný rozbor základních typů horizontálních a vertikálních separátorů a přihřívačů páry pro jaderné elektrárny III+ generace s popisem negativních vlivů vlhkosti v páře na chod zařízení a metody jejího odstraňování. Druhá část řeší konkrétní dvoustupňový vertikální typ na základě tepelného a hydraulického výpočtu, s pevnostní kontrolou jednotlivých částí a návrhem základních rozměrů. V závěru je provedeno zhodnocení vypočtených hodnot. Součástí práce je schématické zapojení zařízení v parním oběhu, výkresová dokumentace kazety přihřívače a výkresová dokumentace navrženého SPP.

Klíčová slova: separátor - přihřívač, vlhkost, zvyšování účinnosti, teplosměnná plocha

JANEČEK, J. *Proposal of Separator and Steam Preheater for Nuclear Power Plant: diploma thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2012, 78 p. Head of thesis: Kolat, P.

This thesis is particularly focused on vertical steam separators - preheaters used in nuclear power stations of 70 MWe power output. The first part is a thorough analysis of the basic types of horizontal and vertical separators and preheaters for nuclear power stations of generation III+ describing the negative effects of moisture vapor on the operation of equipment and methods of its disposal. The second part addresses a specific two-stage vertical type on the thermal and hydraulic calculation with strength control and design of individual parts of the basic dimensions. In conclusion I present analysis and review of final values. At last, schematic diagram of device in steam cycle and graphical documentation of separator - preheater for nuclear power stations of 70 MWe power output and preheater cassette is enclosed.

Keywords: separator - preheater, moisture, efficiency raising, heat transfer surface

Obsah

	strana
Seznam použitého značení, zkratk a jednotek.....	8
1. Úvod.....	11
2. Separace a přehřívání páry.....	12
2.1 Expanze syté páry v turbíně.....	12
2.2 Eroze lopatek a snížení účinnosti turbínového stupně.....	13
2.3 Způsoby zmírnění škodlivých účinků vodník kapek.....	15
3. Separátory a přehříváče páry.....	16
3.1 Vnitřní odlučovány.....	16
3.2 Vnější odlučovány.....	16
3.3 Přehříváče páry.....	19
3.4 Separátor – přehříváč páry pro jaderné elektrárny.....	19
3.5 Konstrukční provedení kombinovaných SPP.....	21
3.5.1 Typy vertikálních SPP.....	22
3.5.2 Typy horizontálních SPP.....	25
3.6 Výhody a nevýhody SPP.....	28
4. Tepelný výpočet.....	29
4.1 Technický popis zařízení.....	29
4.2 Výpočet 1. stupně přehříváče.....	31
4.2.1 Hodnoty odečtené z tabulek.....	31
4.2.2 Vlastní tepelný výpočet 1. stupně přehříváče.....	33
4.3 Výpočet 2. stupně přehříváče.....	43
4.3.1 Hodnoty odečtené z tabulek.....	40
4.3.2 Vlastní tepelný výpočet 2. stupně přehříváče.....	41
5. Hydraulický výpočet.....	51
5.1 Hodnoty potřebné pro výpočet.....	51
5.2 Vlastní hydraulický výpočet.....	53
6. Pevnostní kontrola.....	64
6.1 Pevnostní kontrola válcového pláště.....	64
6.1.1 Kontrola pro provozní stav.....	64
6.1.2 Kontrola pro tlakovou zkoušku.....	66

6.1.1 Celková kontrola tloušťky stěny válcového pláště.....	67
6.2 Pevnostní kontrola dna nádoby.....	67
6.2.1 Kontrola pro provozní stav.....	67
6.2.2 Kontrola pro tlakovou zkoušku.....	68
6.3 Pevnostní kontrola kuželového víka.....	68
6.3.1 Kontrola pro provozní stav.....	68
6.3.2 Kontrola pro tlakovou zkoušku.....	69
6.4 Pevnostní kontrola ožebrované trubky.....	70
6.4.1 Kontrola pro provozní stav.....	70
6.4.2 Kontrola pro tlakovou zkoušku.....	71
6.5 Pevnostní kontrola rozváděcí trubky.....	71
6.5.1 Kontrola pro provozní stav.....	71
6.5.2 Kontrola pro tlakovou zkoušku.....	72
 7. Závěr.....	 73
8. Seznam použité literatury.....	75
9. Přílohy.....	76

Seznam použitého značení, zkratek a jednotek

Značka	Popis	Jednotka
E	koeficient efektivnosti žebra	1
H _v	výpočtová plocha	m ²
H _s	skutečná plocha	m ²
L _{tr}	délka ožebrované části trubky	m
L _s	skutečná délka trubky	m
L _v	výpočtová délka trubky	m
Nu	Nusseltovo kritérium	1
Pr	Prandtlovo kritérium	1
Q	tepelný výkon	W
Re	Reynoldsovo kritérium	1
R _e	mez kluzu	MPa
R _m	mez pevnosti	MPa
S _h	plocha hladké části trubek	m ²
S _{kt}	teoretický průřez kazety	m ²
S _{ks}	skutečný průřez kazety	m ²
S _ž	plocha žeber	m ²
c	přídavek na korozi	MPa
d	průměr trubky	m
d _e	ekvivalentní průměr	m
f _c	průřez krycích plechů	m ²
h	výška žebra	m
i	entalpie páry	kJ·kg ⁻¹
k	prostup tepla	W·m ⁻² ·K ⁻¹
k _r	koeficient rezervní plochy	%
l	rozvin délky koryta vytvořeného žebry	m
l _v	výparné teplo	kJ·kg ⁻¹
l _k	teoretická strana kazety	m
m	hmotnostní průtok	kg·s ⁻¹
n _{tr}	počet trubek	1

o	počet hlavic na jedné kazetě	1
p	tlak páry	Pa
p_z	zkušební tlak pro tlakovou zkoušku	MPa
Δp	tlaková ztráta	Pa
q	měrný tepelný tok	$W \cdot m^{-2}$
s	tloušťka stěny	mm
t	teplota páry	$^{\circ}C$
Δt	střední logaritmický spád	$^{\circ}C$
u	omývaný obvod stupně přehříváče	m
u_p	omývaný obvod přepážek	m
u_d	omývaný obvod desek	m
v	součinitel svarového spoje	1
w	rychlost páry	$m \cdot s^{-1}$
x	suchost páry	1
x_e	koeficient bezpečnosti k mezi kluzu	1
x_m	koeficient bezpečnosti k mezi pevnosti	1
x_z	koeficient bezpečnosti pro tlakovou zkoušku	1
z	počet	1
α	součinitel přestupu tepla	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
β	třecí součinitel	1
γ	měrná hmotnost	$kg \cdot m^{-3}$
δ	tloušťka žebra	m
ε	koeficient znečištění	1
λ	součinitel tepelné vodivosti	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
η	dynamická viskozita	Pa·s
ν	kinematická viskozita	$m^2 \cdot s^{-1}$
ξ	součinitel tlakové ztráty	1
π	Ludolfovo číslo	1
ρ	hustota	$kg \cdot m^{-3}$
σ	napětí od vnitřního přetlaku	MPa
σ_D	dovolené namáhání pro provozní stav	Mpa
σ_Z	dovolené namáhání pro tlakovou zkoušku	MPa
φ	poloviční úhel kuželového víka	$^{\circ}$
ϑ	měrný objem páry	$m^3 \cdot kg^{-1}$

ψ	koeficient nerovnoměrnosti přestupu tepla po povrchu žebra	1
μ	koeficient rozšíření žebra k základu	1

Dolní indexy

d	deska
k	kazeta
kv	vnější průměr víka
n	nádoba
p	přepážka
s	skutečná
t	teoretická
tr	trubka
v	výpočtová
z	tlaková zkouška

Zkratky

NT	nízkotlaká
SPP	separátor – přihřívač páry
VT	vysokotlaká

1. ÚVOD

Rozvoj energetiky má rozhodující význam pro národní hospodářství každého státu. Vzhledem k tomu, že spotřeba elektrické energie neustále roste, kladou se také vyšší nároky na její výrobu. Z výzkumů světové rady pro energii (WEC) vyplývá, že spotřeba elektrické energie se v příštích 25 letech zdvojnásobí. Emise CO₂ by tedy mohly stoupnout až o 100%. Výroba energie je podmíněna zásobami primárních energetických zdrojů jako je uhlí, ropa, zemní plyn a v neposlední řadě také uran. Vzhledem k tomu, že zdroje uhlí a uranu jsou poměrně rovnoměrně rozprostřeny po celé planetě, u ostatních paliv je situace jiná. Např. Saudská Arábie drží 20% světových zásob ropy, Ruko, Írán a Katar kontroluje zase asi 60% veškerých zásob zemního plynu. Takže státům, které nechtějí být závislé na dodávkách paliva ze zahraničí nezbývá nic jiného, než se orientovat na uhlí a uran. Ovšem vzhledem k velké produkci CO₂ při spalování uhlí v elektrárnách na fosilní paliva se dá říci, že jaderná energie je v tomto ohledu tím nejlepším řešením. Jaderná energie neprodukuje prakticky žádné tzv. skleníkové plyny a tak významně přispívá ke snížení globálních emisí těchto plynů do ovzduší a navíc také patří všude ve světě mezi nejlevnější energetické zdroje, což se také odráží v cenách elektřiny vyrobené prostřednictvím štěpení jádra.

Jaderná energetika se stala přirozenou součástí energetického mixu každého vyspělého státu, mezi něž patří i Česká republika. Bez ohledu na to jaký typ reaktoru bude zvolen lze předpokládat, že jaderné elektrárny budou mít zásadní vliv na rozvoj ekonomiky i v budoucnu. [9]

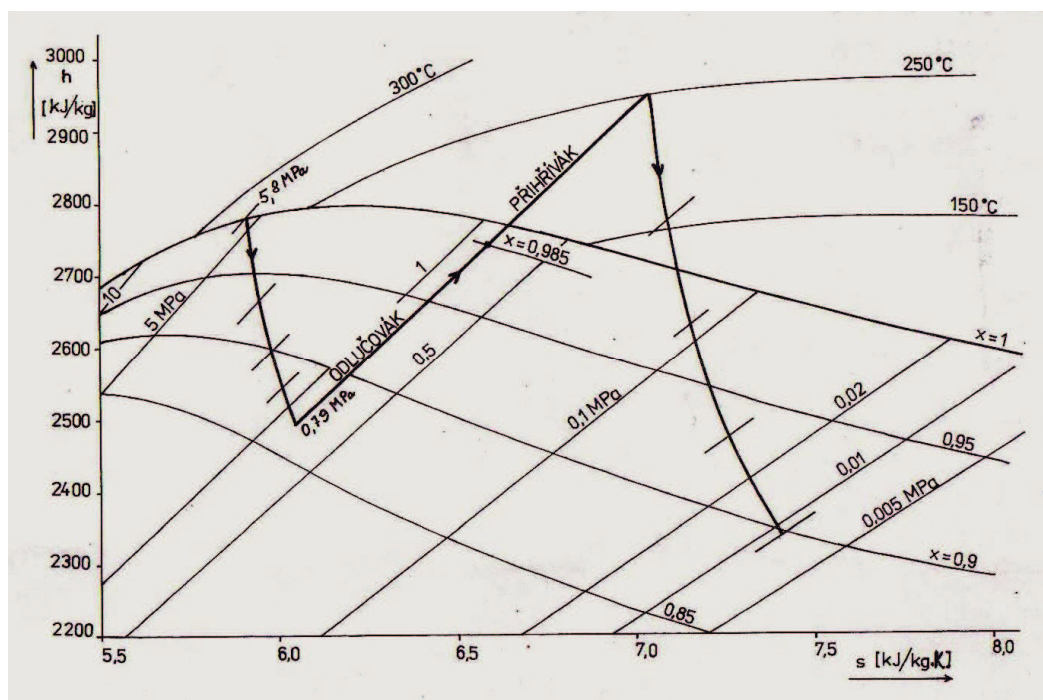
Při výrobě elektrické energie je snaha vyrábět tuto co nejefektivněji, a proto je třeba věnovat zvýšenou pozornost prvkům, které ovlivňují hospodárnost výroby elektrické energie. Jedním z těchto prvků je také separátor – přehříváč páry (SPP) určený pro parní turbínu.

Cílem této práce je popis základních principů funkce jednotlivých typů horizontálních a vertikálních separátorů – přehříváčů pro jaderné elektrárny III+ generace středních a vyšších výkonů a návrh vertikálního SPP pro jaderné elektrárny o výkonu 70 MWe. Návrh zahrnuje tepelný výpočet prvního a druhého stupně přehříváče, hydraulický výpočet a pevnostní kontrolu důležitých částí zařízení podle zadaných hodnot páry vystupující ze separátoru.

2. SEPARACE A PŘIHRÍVÁNÍ PÁRY

2.1 EXPANZE SYTÉ PÁRY V TURBÍNĚ

Turbíny na sytou páru jsou v současné době na světě nejrozšířenějším typem turbín v jaderných elektrárnách. Při expanzi páry v turbíně se snižuje její suchost, tzn. že se zvětšuje vlhkost páry. S každým procentem vlhkosti klesá termodynamická účinnost příslušného stupně turbíny a zvyšuje se nebezpečí erozního a korozního působení na lopatky turbíny. Vlhkost páry při expanzi by neměla překročit 13 až 14%. Poklesne-li suchost páry na hodnotu zhruba 0,87, tak musíme expanzi v první (vysokotlaké) části turbíny ukončit a zbavit ji vlhkosti než vstoupí do druhé (nízkotlaké) části turbíny.



obr. 2.1 Expanze páry v turbíně na sytou páru o výkonu 1000MW se separátorem - přehříváčem páry - podle [8]

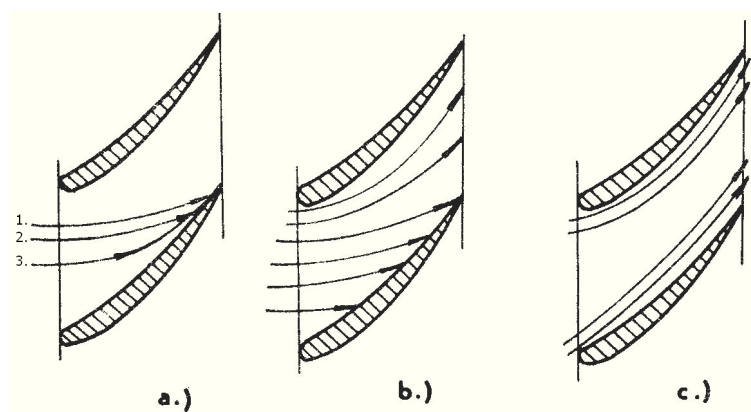
Jako nejlepší způsob odstraňování vlhkosti se jeví separace. Odstraňování vlhkosti se provádí v odlučováku (separátoru) vlhkosti. Tyto odlučováky jsou pro jaderné elektrárny nejčastěji kombinovány s přehříváči páry. Přehřívání páry je jeden z velice účinných způsobů zvyšování termodynamické účinnosti turbíny a tím také účinnosti

celého parního cyklu. Pára vystupující z odlučovačku má vlhkost okolo 1%, zavádí se do přehříváče a následně tato přehřátá pára expanduje v NT části turbíny. Příklad expanze páry v turbíně s následnou separací a přehříváním páry je znázorněn na obr. 2.1.

Pára může být přehřívána cizím zdrojem (klasickým palivem), chladičem reaktoru, nebo vstupní popř. odběrovou parou z turbíny. Provedení přehříváčů může být jednostupňové nebo dvoustupňové. Stejně tak odlučovače bývají konstruovány jako jednostupňové nebo dvoustupňové. Podle literatury [1] a [8].

2.2 EROZE LOPATEK A SNÍŽENÍ ÚČINNOSTI TURBÍNOVÉHO STUPNĚ

Základním negativním účinkem je tedy vlhkost, ta způsobuje erozi lopatek turbíny a snižuje termodynamickou účinnost turbínového stupně. Erozi nezpůsobují malé kapky ani mlhovina, protože ty mají velkou rychlost a pohybují se s expandující parou. Problémem jsou velké kapky, protože ty se pohybují menší rychlostí než pára a srážejí se na stěnách rozváděcích lopatek a na tělese turbíny tzn. že čím větší je rychlost kapek, tím menší je jejich škodlivý účinek. Experimentálně bylo dokázáno, že kapky o průměru $d < 1-5 \mu\text{m}$ se pohybují prakticky spolu se základním proudem páry a prochází s ním lopatkovou mříží, aniž by se dotýkaly profilu. Naopak kapky o rozměrech $d > 50-100 \mu\text{m}$ se od proudu odtrhují a to tím víc, čím mají větší průměr a přichází do kontaktu s profilem. Na obrázku 2.2 a-c jsou uvedeny jednotlivé trajektorie vodních kapek v závislosti na jejich velikosti. Ke snížení termodynamické účinnosti dochází vlivem velkých vodních kapek, které mají větší setrvačnou hmotnost než pára, odtrhávají se od proudu páry, naráží do lopatek a tím tyto lopatky brzdí. [1]

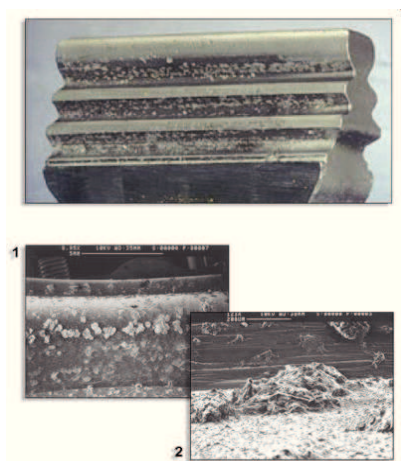


obr. 2.2 Trajektorie vodních kapek v lopatkové mříži - podle [1]

Trajektorie vodních kapek v lopatkové mříži – popis obr. 2.2

- a) kapky na vstupu nejsou stejné velikosti
1. $d = 1 \quad [\mu m]$
 2. $d = 20 \quad [\mu m]$
 3. $d = 200 \quad [\mu m]$
- b) kapky na vstupu mají stejný rozměr $d = 10 \quad [\mu m]$
- c) kapky na vstupu mají stejný rozměr $d = 2 \quad [\mu m]$

Lopatky trpí nejvíce ve třetině délky nejbližší k vnějšímu obvodu, protože do této oblasti se vlivem setrvačné síly soustředí převážná část kapek. Na rozváděcích i oběžných lopatkách se po nárazech kapek vytváří vodní film, který je unášen k vnějšímu obvodu a k výstupním hranám lopatek. S erozí vodními kapkami je také spojena koroze a to především nelegovaných ocelí. Je proto vhodné používat oceli s obsahem Cr 13 %. Někdy se také používá navařování chromové oceli na uhlíkovou ocel. Negativní vliv vlhkosti v páře na lopatky turbíny je znázorněn na obrázku 2.3.



obr. 2.3 Erozní a korozní působení na lopatky turbíny

2.3 ZPŮSOBY ZMÍRNĚNÍ ŠKODLIVÝCH ÚČINKŮ VODNÍCH KAPEK

Dělíme na:

a) aktivní

b) pasivní

Aktivní způsoby snižují obsah vody v parním proudu a nebo vhodně ovlivňují její disperzi. Naopak pasivní způsoby zvyšují odolnost povrchu proti erozi (např. povrchové kalení lopatek, připájení stelitových pásků, elektrojiskrové nanesení ochranné vrstvy z rychlořezné oceli). [1] a [8]

3. SEPARÁTORÝ A PŘIHRÍVAČE PÁRY

Patří mezi aktivní způsoby odstraňování vlhkosti a u jaderných elektráren se používají nejčastěji. Následující text bude věnován popisu jednotlivých typů separátorů a přihríváčů.

3.1 VNITŘNÍ ODLUČOVÁKY

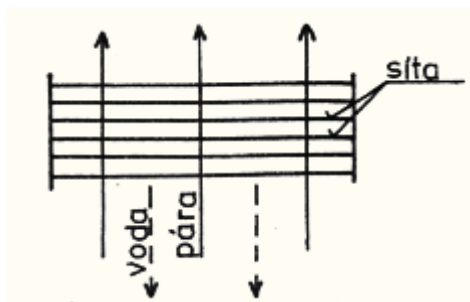
Jedná se v podstatě o nepohyblivou předřazenou mříž, pomocí níž se pára uvede do rotace a na následující dráze je odstraněna vlhkost. Poté pára vstupuje do dalšího stupně. Tato práce je zaměřena především na vnější typy odlučováků, vzhledem k jejich vyšší účinnosti (viz dále).

3.2 VNĚJŠÍ ODLUČOVÁKY

Oproti vnitřním odlučováčkům jsou umístěny vedle turbíny. V momentě kdy pára dosáhne ještě přípustné vlhkosti, tak je vyvedena z první VT části turbíny do odlučováku a po odstranění vlhkosti je zavedena do druhé NT části turbíny k další expanzi.

a) Sítové odlučováky

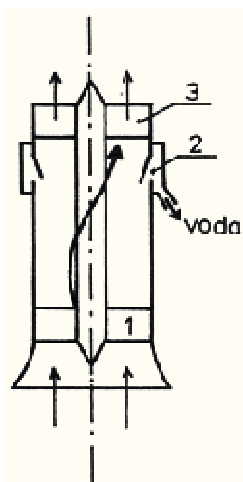
Skládá se z několika vrstev drátěných sít s malými oky, průměr drátu se pohybuje okolo 0,3-0,5 mm, umístěné horizontálně nebo s maximálním sklonem 15°. Pára prochází zespodu nahoru maximální rychlostí 1-2 m·s⁻¹. Pára je v kontaktu se sítí a kapky vody, které naráží na dráty, tak vytváří vodní film a po drátě stékají až do místa, kde se tyto křížují. Odtud voda odkápne proti proudu páry. Proto musí být rychlost páry nízká, tudíž musí být separátor velkých rozměrů. Ztráta sítových odlučováků bývá velmi malá a zbytková vlhkost par nízká, okolo 0,1 - 0,2 %. Princip sítového separátoru je znázorněn na obr. 3.1. [8]



obr. 3.1 Princip síťového separátoru - podle [8]

b) Cyklónové odlučovačky

Na obrázku 3.2 je znázorněn princip cyklónového odlučovačky, který spočívá v tom, že pára je uvedena do rotace díky vhodně tvarovaným nepohyblivým lopatkám, které jsou umístěny na vstupu do odlučovačky. Těžší vodní kapky se díky odstředivé síle usazují na obvodu a štěrbinami se odvedou. Lehčí pára potom pokračuje vzhůru ve směru osy cyklonu přes výstupní divizorové lopatky. Zde se část kinetické energie páry přemění na tlakovou. Cyklónový odlučovaček má velké tlakové ztráty a zbytková vlhkost bývá okolo 1%. [8]

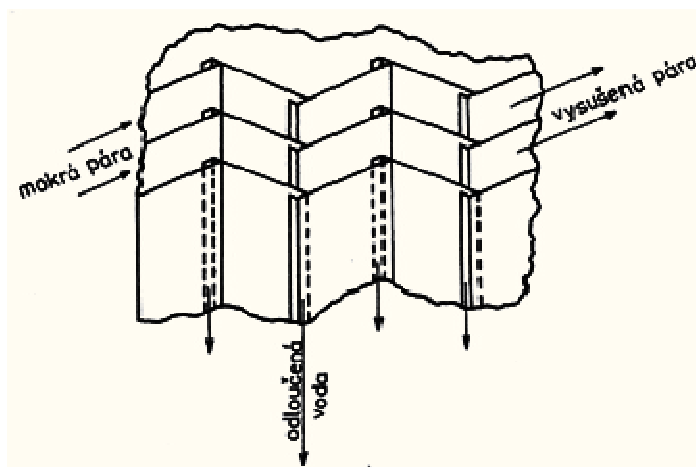


obr 3.2 Princip cyklónového separátoru podle [8]

c) Žaluziové odlučovačky

Skládá se z vertikálně orientovaných plechů s maximálním sklonem 30°. Plechy jsou zakřiveny tak, že vytváří kruhové oblouky popř. šípové voštiny. Mokrý pára vstupuje do systému žaluzií, naráží na stěny separátoru, kde se usazuje odloučená voda a ta následně odtéká svisle dolů do sběrače odloučené vlhkosti. Někdy bývají v ohybech plechů žlábkové, které usnadňují odtékání vody. Rychlost páry by neměla překročit 1/3 max. 1/2 tzv. kritické rychlosti páry v odlučovačku. Při tomto překročení by mohlo dojít k trhání vodního filmu a kapky vody by se znovu strhávaly do procházející páry, účinnost odlučovačky by se prudce zhoršila. Zbytková vlhkost páry bývá u žaluziových

odlučováků okolo 0,4%. V poslední době se jich stále více používá. Princip žaluziového odlučováku je znázorněn na obr. 3.3. [8]

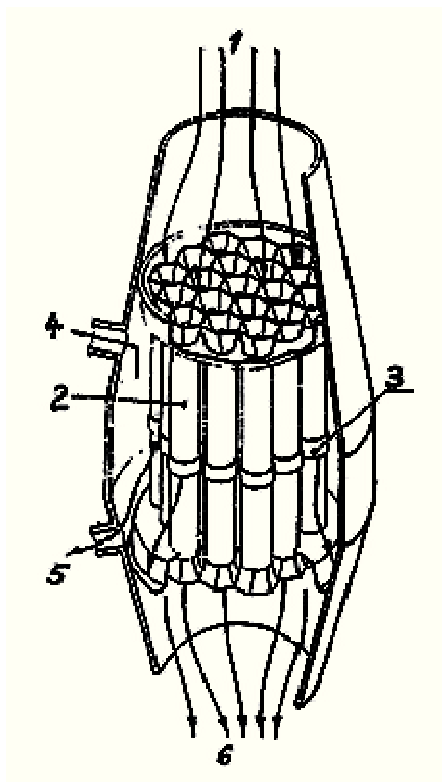


obr. 3.3 Princip žaluziového odlučováku – podle [8]

Konstrukční provedení separátorů prošlo vývojem od síťových, přes cyklónové až po žaluziové. Správná funkce odlučovače je podmíněna rozvodem proudu mokré páry přes zachytivé plochy, aby jejich účinek odpovídal výpočtovým a funkčním předpokladům. Rychlost kapek nesmí překračovat hodnoty při kterých by docházelo k opětovnému strhávání kapek do hlavního proudu páry.

Ve francii byly však vyvinuty tzv. vysokorychlostní odlučováky na cyklónovém principu. V těchto odlučovacích může pára dosahovat rychlostí i přes $50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Sestává se z 19 nebo 24 těsně vedle sebe uložených cyklónů. Separátor má průměr 1,46 m, délku 4 m a hmotnost okolo 4 t.

Mokrý pára vstupuje do odlučováku v místě (1), prochází přes cyklónové elementy (2), které mají štěrbinu pro odvod vlhkosti. Těmito štěrbinami se odvede také část páry spolu s odloučenou vlhkostí, a tato tzv. drenážní pára odchází v místě (4) do regeneračního ohříváku napájecí vody. Odloučená vlhkost ze štěrbin (3) se odvádí v místě (5). Vysušená pára následně opouští separátor v místě (6). Příklad vysokorychlostního odlučováku obr. 3.4. [8]



obr. 3.4 Vysokorychlostní odlučovák s 19-ti cyklónovými elementy - podle [8]

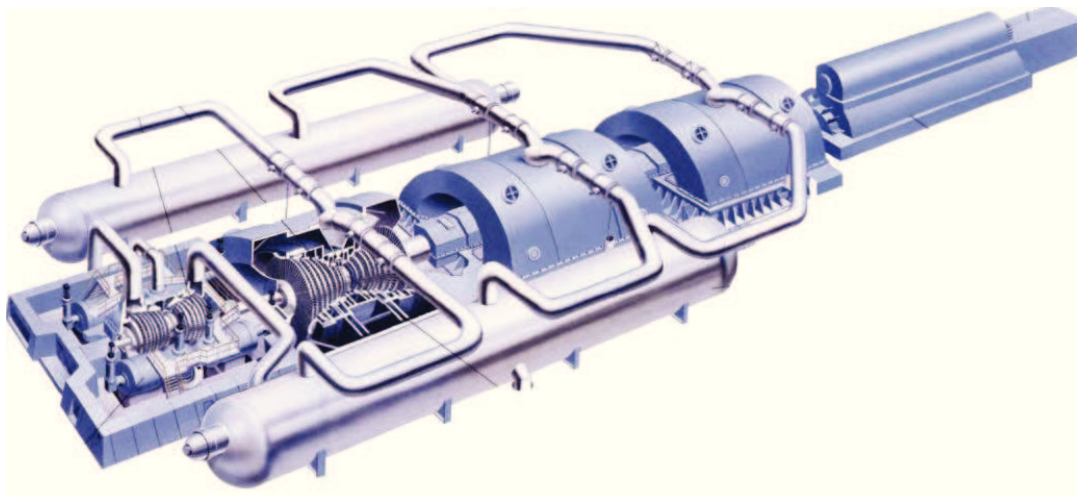
3.3 PŘIHRÍVAČE PÁRY

Přihříváč páry může být konstruován jako jednostupňový nebo dvoustupňový. Přihříváč se sestává ze šestihranných kazet, které jsou uloženy v oporné mříži. Každá kazeta je tvořena podélně ožebrovanými trubkami, kde žebro má žlábkový profil, který je přivařen k trubce. Konce trubek jsou spojeny do svazku a upevněny v trubkovnici. Každý přihříváč má vstupní hrdlo pro přívod přihříváné páry a výstupní hrdlo pro odvod přihřáté páry s požadovanými parametry. [3]

3.4 SEPARÁTOR - PŘIHRÍVAČ PÁRY PRO JADERNÉ ELEKTRÁRNY

V jaderných elektrárnách, které pracují se sytou párou se používají turbíny se separátory spojenými s přihříváči páry (SPP). Jedná se v podstatě o válcovou nádobu, ve které je umístěn síťový nebo žaluziový separátor a zbylé místo se využívá pro přihříváč páry. Většina konstrukcí je uložena ve společném tělese válcového tvaru. Bývají umístěny co nejblíže turbíně, aby docházelo k co nejmenším tlakovým ztrátám.

Každá turbína má většinou dvě taková zařízení situované na podlaze vedle turbínu ve vertikální popř. horizontální poloze. Umístění horizontálních SPP je na obr. 3.5.

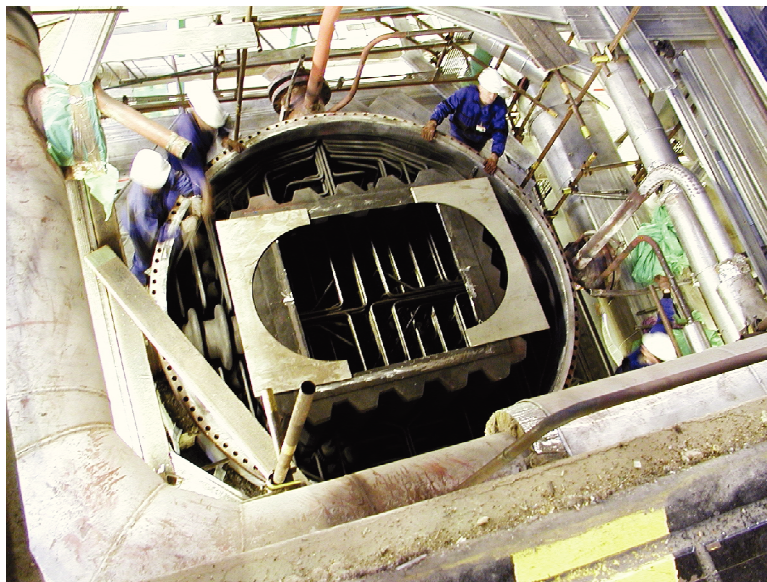


obr. 3.5 Umístění horizontálních SPP na podlaze vedle turbíny

Mokrá pára po průchodu VT částí turbíny je vyvedena do systému separujících komor ve spodní části SPP, kde dochází k odstranění vlhkosti z páry. Vlhkost je po vyloučení na povrchu desek odvedena do ohříváče vody. Pára potom vstupuje do horní části, kde dochází k dalšímu odstraňování vlhkosti a následnému přehřívání páry.

Rychlost páry v separátoru bývá okolo $10\text{--}15\text{m.s}^{-1}$ z důvodů účinnosti zařízení. Rozměry těchto zařízení jsou velmi velké a celé zařízení je vysoce nákladné. Před NT dílem turbíny musí být umístěn záchytný ventil, protože SPP pojímají velké množství páry, které by v případě náhlého odlehčení mohlo způsobit značné roztočení turbíny.

Pára se přehřívá parou ostrou nebo parou z neregulovaného odběru. Pro přehřívání se z bezpečnostních a ekonomických důvodů nepoužívá primární voda. Přehříváče mívají nejčastěji trubkové uspořádání. V těchto trubkách ostrá pára kondenzuje. Trubkami musí protékat větší množství ostré páry než stačí zkondenzovat, to zaručuje ventilaci trubek. Vnější povrch bývá ožebrováný. Trubky přehříváku jsou nejčastěji vyráběny z materiálu CuNi 70/30 až 90/10, popř. z nerezavějící oceli, ale to jen méně často. Teplota na povrchu SPP nesmí z bezpečnostních důvodů překročit hodnotu 45°C , proto je toto zařízení opatřeno vnější izolací. [1] a [3]



obr. 3.6 Pohled do vertikálního typu SPP při jeho odstávce

3.5 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ KOMBINOVANÝCH SPP

Konstrukční provedení odlučováků a přihřívačů bývá takové, aby mohly být umístěny do jedné válcové nádoby a to buď:

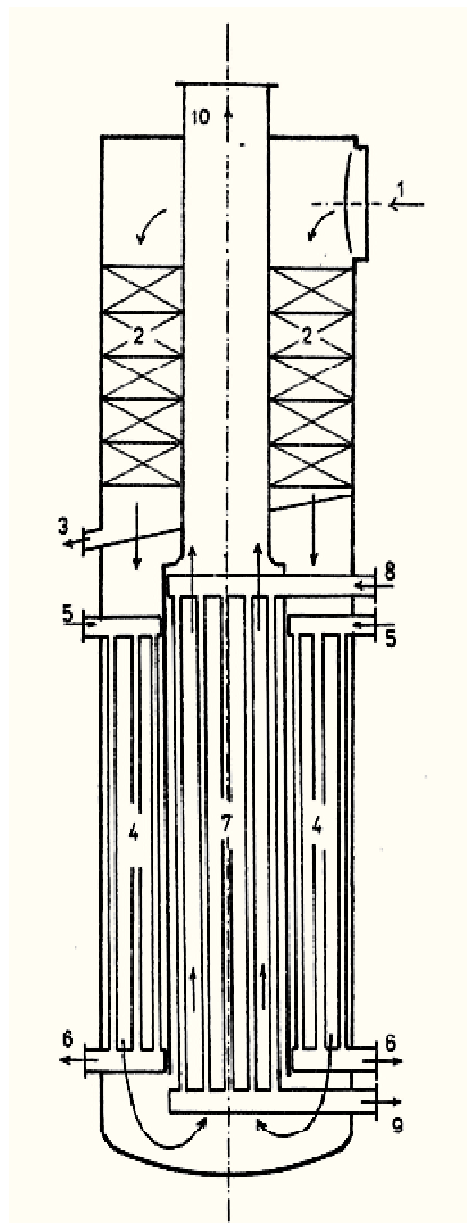
- a) vertikálně
- b) horizontálně

Vertikální uspořádání s sebou nese úsporu místa. Ovšem velké problémy jsou např. s umístěním žaluzií. Odlučovací elementy musí být vyměnitelné a proto se klade velký důraz na snadnou a co nejméně nákladnou demontáž jednotlivých dílů.

Horizontální uspořádání je náročnější z hlediska úspory místa. Umístění síťových a žaluziových separátorů bývá poměrně snadné a přívodní potrubí k nízkotlakým částem je kratší než u vertikálních typů. [8]

3.5.1 TYPY VERTIKÁLNÍCH SPP

a) Separátor - přehříváč páry pro turbínu ŠKODA K 220 - 44



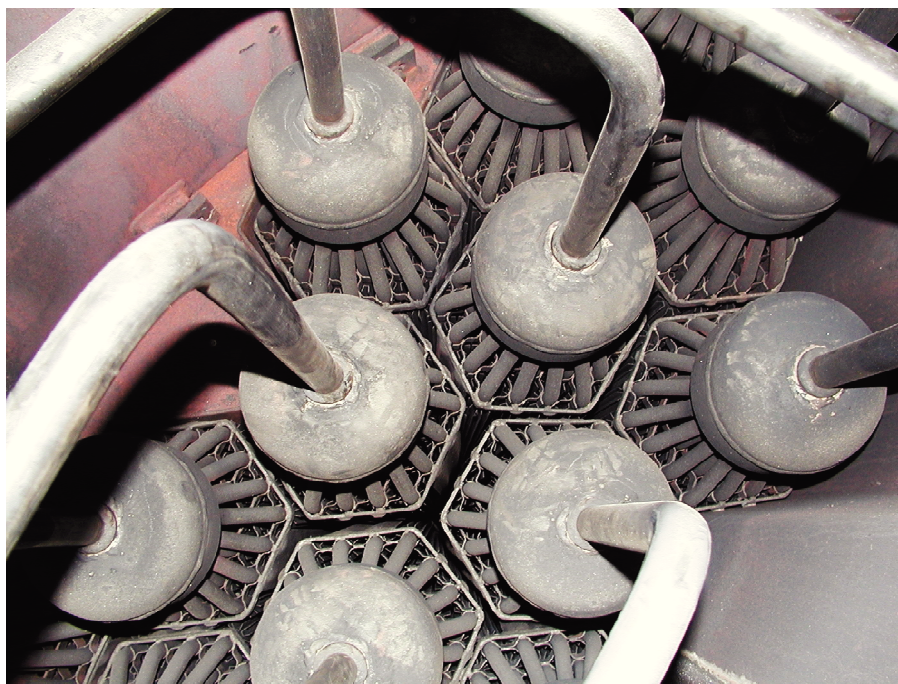
SPP na obrázku 3.7 je používán na elektrárnách VVER 440 a je vyráběn slovenskými strojírnami v Tlmačích. Válcová nádoba má průměr 3,48 m a výšku 14 m. Každá turbína má dva tyto SPP a jsou umístěny před vysokotlakou částí turbíny.

Mokrá pára vstupuje hrdlem (1) po expanzi ve vysokotlaké části turbíny do odlučováku při tlaku 0,49 MPa a o vlhkosti 13%. V množství 492 t/h. Pára proudí přes kazety žaluziového odlučováku označené (2). Odtud se odstraněná vlhkost odvádí hrdlem (3). Pára následně proudí do prvního stupně přehříváče, který je tvořen svislými podélně ožebrovanými trubkami (4). Trubky mají průměr 16 mm a tloušťku stěny 2 mm a jsou v kazetách po 37 kusech. Topná pára ze VII. odběru turbíny je přiváděna v místě (5) a její kondenzát je odváděn místem (6). Přehřívaná pára proudí podél vnějšího povrchu ožebrovaných trubek dolů a následně se obrací o 180° a proudí směrem vzhůru do druhého stupně přehříváče (7). Topná pára pro druhý stupeň vstupuje v místě (8) a její kondenzát vystupuje v místě (9). Vysušená a přehřátá pára odchází v místě (10) při tlaku 0,46 MPa a teplotě 261 °C [8].

obr. 3.7 Schematický náčrt SPP

pro turbínu Škoda K 220-44 - dle [8]

Na následujícím obrázku 3.8 je uveden pohled do přehřívače, kde je možné vidět kazety s ožebrovanými trubkami a rozváděcí trubky pro topnou páru.

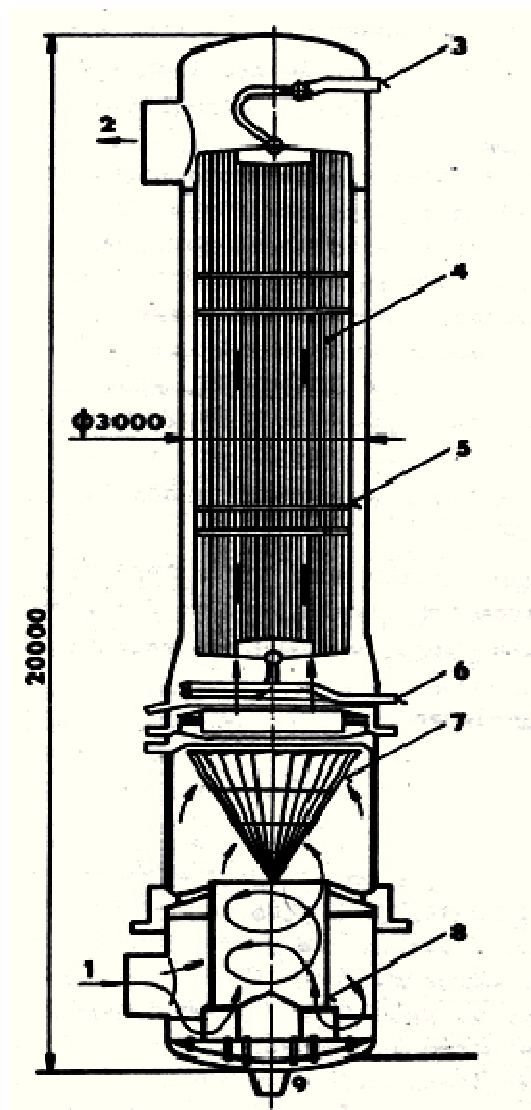


obr. 3.8 Pohled do vertikálního typu SPP při jeho odstávce

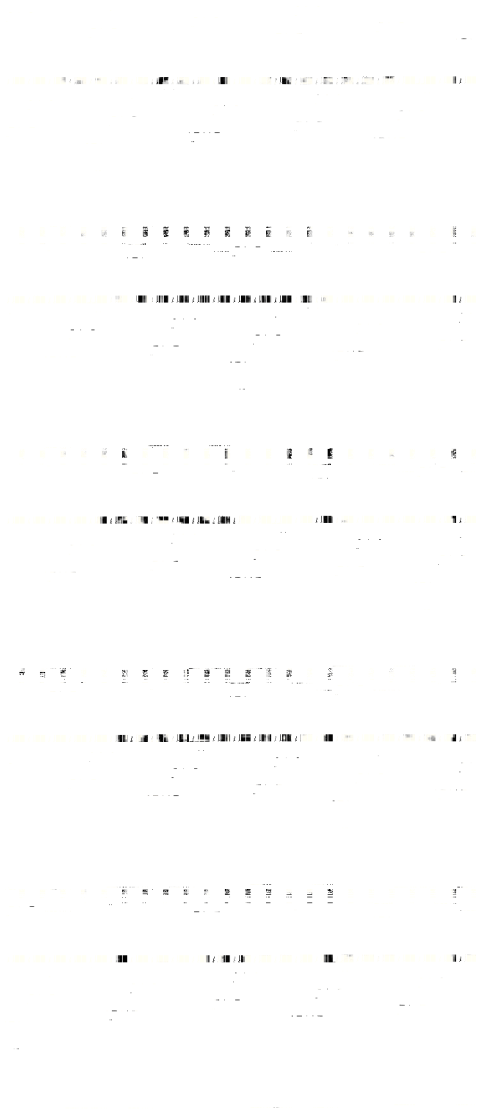
b) Separátor - přehřívač páry typ STADE

Další typ vertikálního SPP s výškou 20m a průměrem 3m. Toto zařízení je zobrazeno na obrázku 3.9.

Mokrá pára vstupuje hrdlem (1) do spodní části SPP, prochází cyklónovým separátorem (8), kde se částečně odstraní vlhkost, která odchází v místě (9). Pára dále vertikálně vstupuje do separátoru (7). Po průchodu tímto separátorem vstupuje do přehřívačku (4), kde je přehřívána ostrou parou vstupující bodem (3). Kondenzát odchází v místě (6). Vysušená a přehřátá pára opouští SPP v místě (2). [1]



obr. 3.9 Vertikální SPP typ STADE
podle [1]



obr. 3.10 Vertikální SPP typ
STEIMÜLLER - podle [1]

c) Vertikální separátor - přehříváč systém STEINMÜLLER

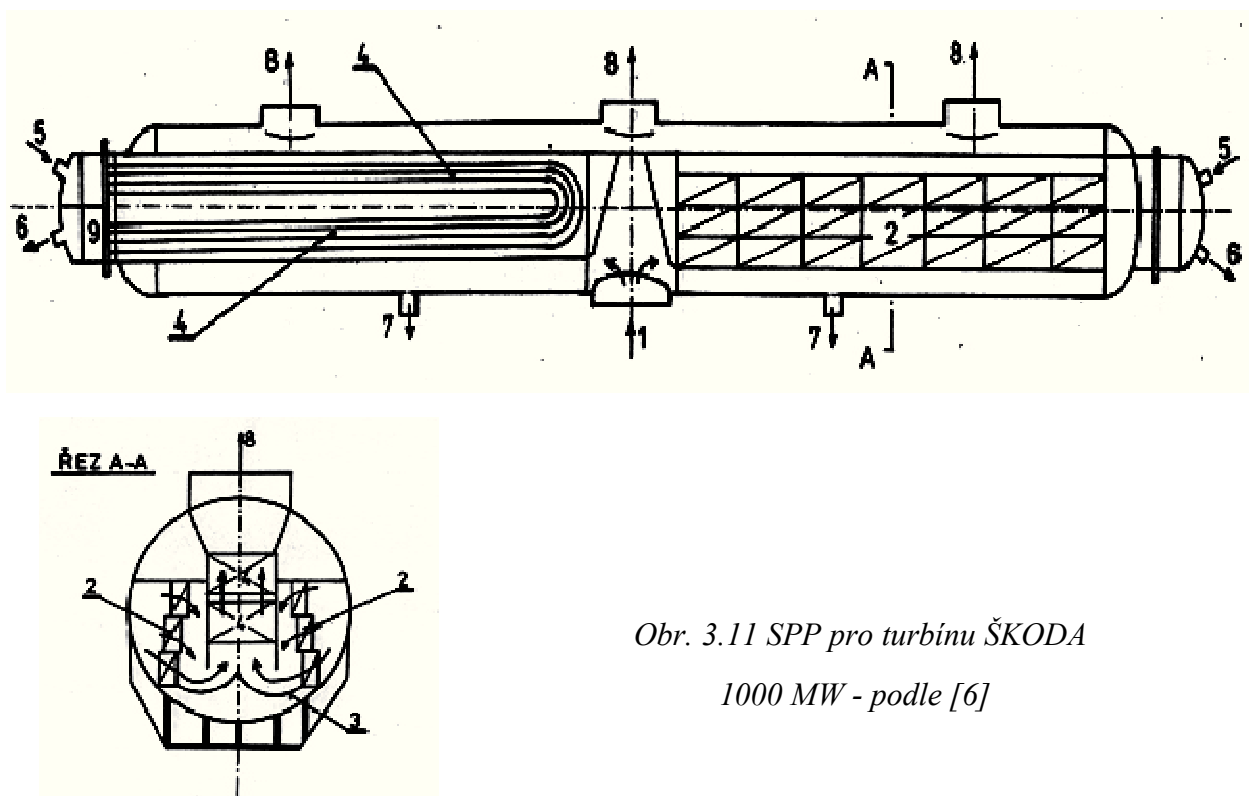
Celková výška tohoto SPP je 20m s vnějším průměrem válcové nádoby 3m. Přehříváč páry je trubkového uspořádání, separátor žaluziový. Používá se pro turbínu s výkonem 1200 MW a většinou má turbína dva tyto SPP. Pára vstupuje do separátoru-přehříváče při tlaku 1,08 MPa, s vlhkostí 13% a množstvím 2750 t/h. Teplota páry na výstupu je 220°C a konečná vlhkost 0,5%. Systém STEINMÜLLER je zobrazen na obrázku 3.10 (viz výše).[1]

3.5.2 TYPY HORIZONTÁLNÍCH SPP

a) Separátor - přehříváč páry pro turbínu na sytou páru ŠKODA 1000MW

Někdy také nazýván SPP 1000. Tento typ je uveden na obrázku 3.11. Používá se na našich jaderných elektrárnách s reaktory VVER 1000 (ETE). Jedná se o válcovou nádobu o průměru 3,5 m a celkové délce 32 m. Každá turbína má dva tyto SPP a jsou umístěny na podlaze turbíny, rovnoběžně s její osou.

Tlak mokré páry na vstupu do SPP je 0,79 MPa, pro turbíny 220 MW je vstupní tlak 0,49 MPa.



Obr. 3.11 SPP pro turbínu ŠKODA
1000 MW - podle [6]

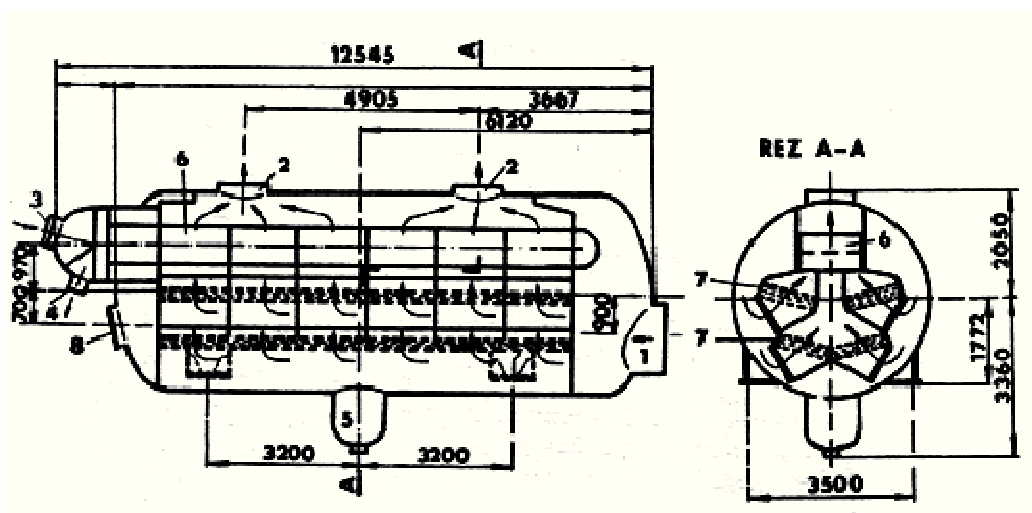
Mokrý pára po expanzi ve vysokotlaké části turbíny vstupuje hrdlem (1) a rozděluje se na obě strany, celkem na 4 proudy (na každou stranu 2). Dále prochází kazetami (2) žaluziového odlučovače, které jsou umístěny ve třech patrech nad sebou. Pracovní pára se zavede do přehříváku páry (4) prostřednictvím speciálně tvarovaných vodících plechů (3). Přehříváč páry je trubkové konstrukce tvaru U. Ostrá pára pro přehřev je přiváděna v místě (5) a její kondenzát je odváděn v místě (6). Společné uložení žaluziového separátoru a trubkového přehříváku znázorňuje řez A-A. Odloučená vlhkost z pracovní páry je odváděna v místě (7). Přehřátá a vysušená pára se odvádí

třemi hrdly (8) v horní části SPP k další expanzi do třech nízkotlakých těles turbíny.

Část nezkondenzované topné páry pro přehřev pracovní páry se odvádí v místech (9), protože při konstrukci SPP 1000 se tvořily vodní zátky v koncových částech trubek přehříváče, což způsobovalo nepříjemné pulzace. [6]

b) Horizontální síťový separátor - přehříváč systém SULZER-MÜHLEBERG

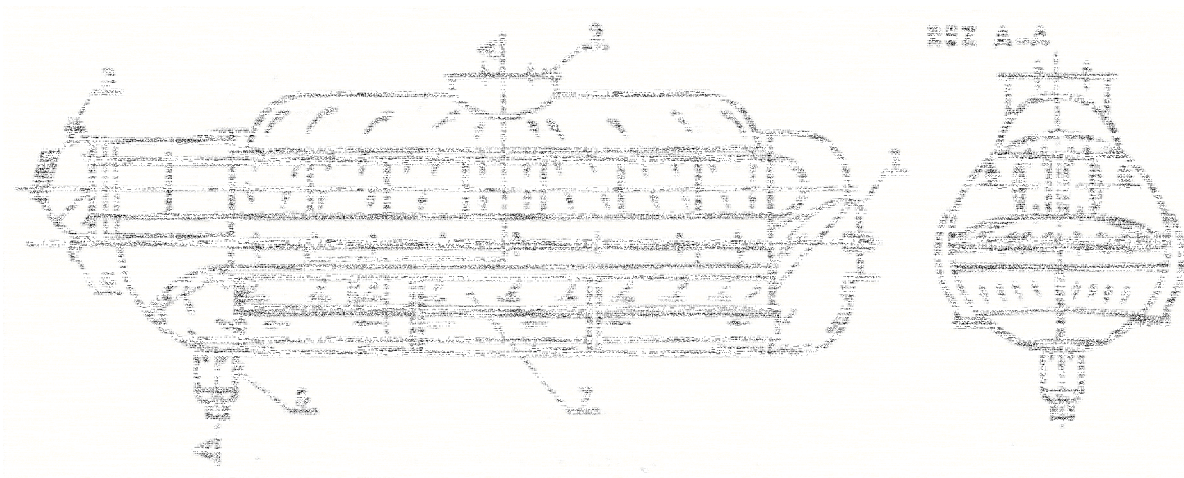
Základní schéma a rozměry tohoto zařízení jsou uvedeny na obrázku 3.12. Mokrá pára vstupuje hrdlem (1) a prochází přes síťové odlučovače (7), kde se z pracovní páry odstraňuje vlhkost, která se shromažďuje ve sběrači (5). Dále pára prochází přes přehříváč páry (6), do kterého je přiváděna topná pára v místě (3) a její kondenzát vystupuje v místě (4). Vysušená a přehřátá pára odchází dvěma hrdly (2) v horní části zařízení. [1]



obr. 3.12 Horizontální SPP SULZER-MÜHLEBERG - podle [1]

c) Horizontální separátor - přehříváč pro turbogenerátor BBC systém WECO

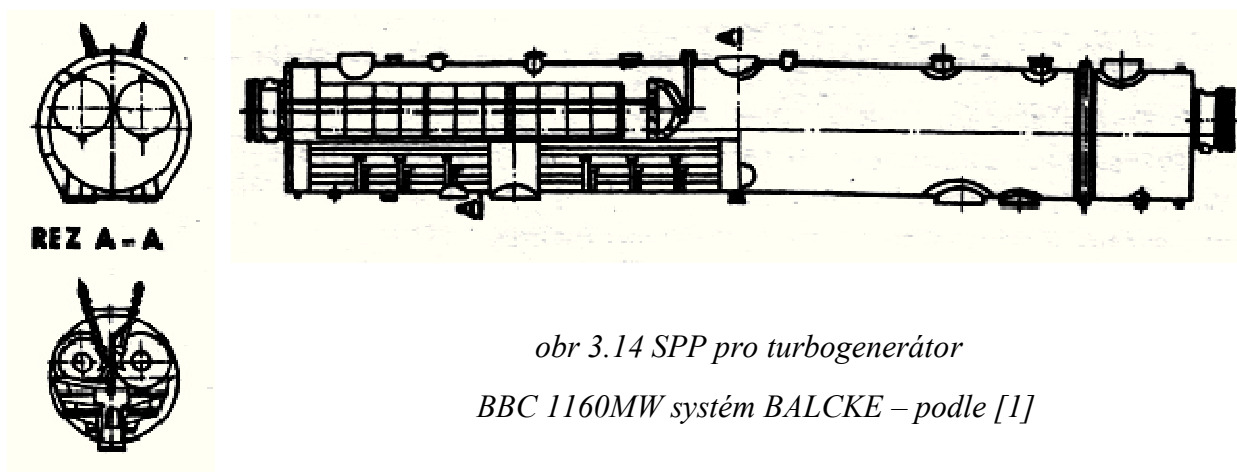
Schématický náčrt tohoto zařízení je znázorněn na obrázku 3.13. Mokrá pára vstupuje hrdlem (1) a prochází přes segmenty odlučovače (7), kde dochází k odloučení vlhkosti. Tato odstraněná voda se shromažďuje ve sběrači (5). Pára dále vertikálně stoupá do přehříváče (6), topná pára je přiváděna místem (3) a její kondenzát je odváděn místem (4). Vysušená a přehřátá pára následně vystupuje hrdlem (2) v horní části zařízení. [1]



obr. 3.13 Horizontální SPP pro turbogenerátor BBC systém WECO - podle [1]

d) Separátor - přehříváč pro turbogenerátor BBC 1160MW systém BALCKE

U tohoto systému se vlhkost odlučuje v drátěných sítích. Přehřívání páry může být i dvoustupňové. První stupeň pracuje buď s odběrovou parou, druhý s parou ostrou. Turbogenerátor má většinou dva jednostupňové přehříváče na ostrou páru. Průměr SPP BALCKE je 4 m a má výšku 39 m. Princip činnosti odpovídá výše uvedeným typům a je patrný také z obrázku 3.14. [1]



*obr 3.14 SPP pro turbogenerátor
BBC 1160MW systém BALCKE – podle [1]*

3.6 VÝHODY A NEVÝHODY SEPARÁTORŮ – PŘIHŘÍVAČŮ

Používáním přehříváčů na ostrou páru se dosahuje zlepšení měrné spotřeby tepla asi o 1,5 %. Při netěsnostech přehříváče nevznikají žádné vážnější problémy ani s radioaktivní parou. Vstupní pára do NT turbíny je přehřátá a má přesně určený stav, koncová vlhkost NT turbíny je 8-10 %, což je nižší než u turbín, pracujících v elektrárnách na fosilní paliva.

Naopak nevýhodou těchto zařízení je, že zabírají ve strojovnách spoustu místa, z hlediska své rozsáhlé konstrukce, následně potom jejich vysoká cena. Vyžadují delší potrubí na přívod a odvod páry. Pojímají velké objemy páry a při náhlém odlehčení by mohlo dojít k roztočení turbíny velkými otáčkami, proto musí být opatřovány pojistným ventilem před vstupem do nízkotlaké části turbíny. [1]

Zobrazení některých typů horizontálních a vertikálních SPP v barevném provedení a fotografie z instalace zařízení viz příloha č. 1.

4. TEPELNÝ VÝPOČET

Cílem tepelného výpočtu je u zadaného typu SPP stanovit velikosti teplosměnných ploch pro průchod přehřívající páry v prvním a ve druhém stupni přehříváče. Dále navržení základních rozměrů celého zařízení. Pro úplnost je stanovena hodnota koeficientu rezervní plochy k_r [%] v prvním a druhém stupni přehříváče. Tato rezerva slouží pro případnou opravu částí přehříváče zaslepováním trubek. Minimální hodnota koeficientu musí dosahovat alespoň 10 %. Návrh odlučovače není součástí výpočtu.

4.1 TECHNICKÝ POPIS ZAŘÍZENÍ

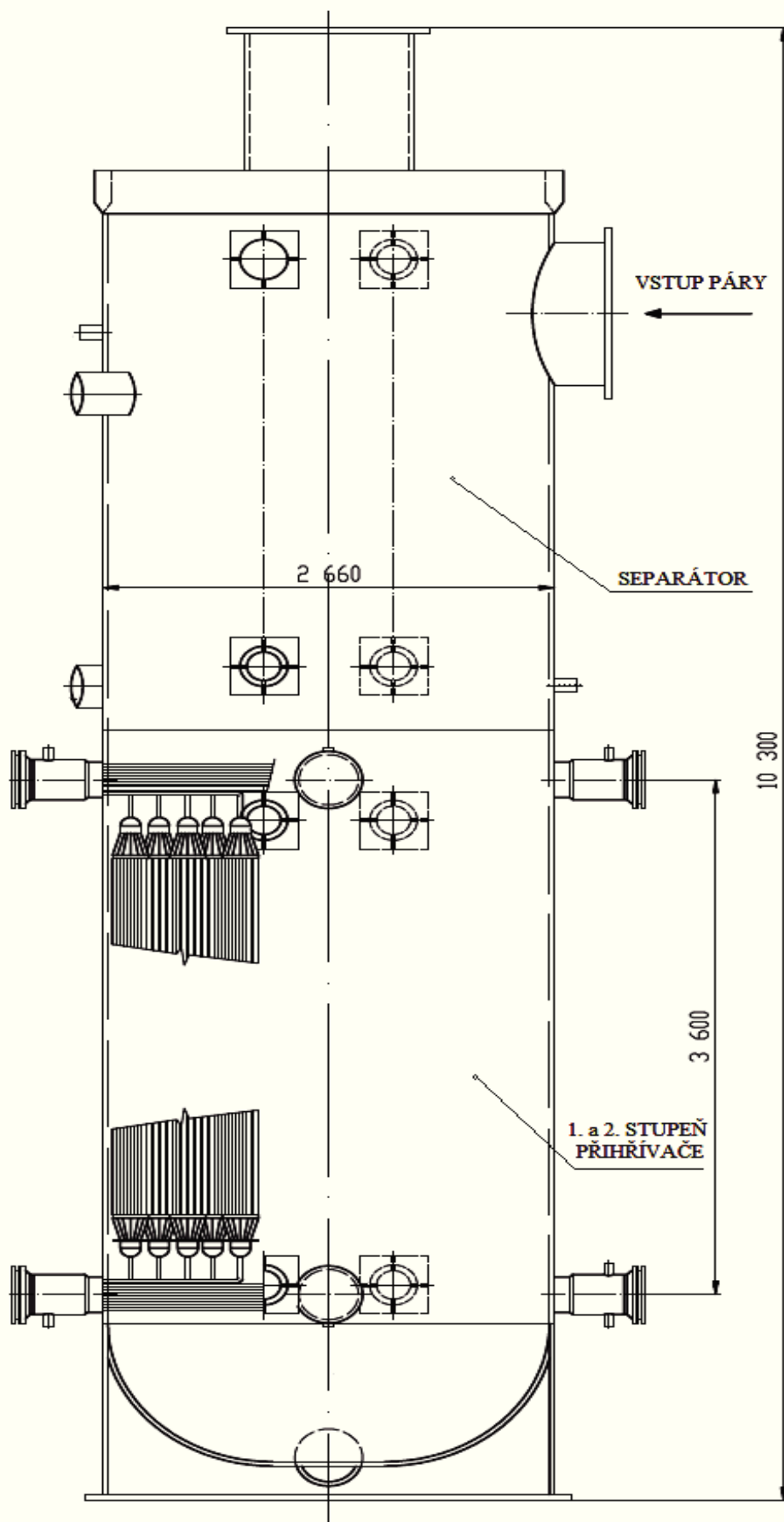
Pro vlastní výpočet byl vybrán vertikální typ SPP pro jaderné elektrárny o výkonu 70 MWe. Princip činnosti je shodný s vertikálním zařízením pro turbínu ŠKODA K 220 – 44 a byl popsán v kapitole 3.5.1. Schématický náčrt se zakótováním základních rozměrů je uveden na obrázku 4.1.

SPP je válcová nádoba, ve které je umístěn žaluziový separátor a dva stupně přehříváče. Každá turbína má dvě tato zařízení a jsou umístěny co nejblíže turbíně, aby bylo zamezeno případným tlakovým ztrátám a snížení parametrů vstupní a výstupní páry, potažmo účinnosti parního cyklu. Zapojení obou SPP do oběhu (viz příloha č.3) .

Separátor se sestává ze 16 stejných separátorových bloků uložených v kruhovém prostoru mezi stěnou válcové nádoby a trubkou pro výstup přehřívající páry ze 2. stupně v horní části zařízení. Dále obsahuje vnitřní záchytný kolektor a dvě trubky pro odvod odloučené vlhkosti. Vlastní separátorový blok se skládá z pěti odlučovacích svazků. Každý svazek je tvořen vodíci lopatkami, žaluziemi a děrovaným plechem. Princip činnosti žaluziového separátoru byl popsán v kapitole 3.2.

Výhřevná plocha přehříváče je tvořena šestihrannými kazetami (viz příloha č.2), stojícími v oporné mříži a jsou umístěny v dolní části nádoby. V kazetě je umístěno 37 podélně ožebrovaných trubek. Ke každé trubce je přivařeno 6 žlábkových profilů, které dohromady tvoří 12 žeber. Konce trubek jsou spojeny do svazku a upevněny v trubkovnici. První stupeň přehříváče tvoří 30 kazet jsou rozloženy po obvodu nádoby.

Uvnitř prvního stupně je umístěno 29 kazet druhého stupně. Oba stupně jsou od sebe odděleny tvarovou přepážkou tzv. mezistěnou. [3]



obr. 4.1 Schéma vertikálního SPP pro jaderné elektrárny o výkonu 70MWe

4.2 VÝPOČET PRVNÍHO STUPNĚ PŘIHRÍVAČE

Zadané hodnoty:

$p_1 = 0,299$	[Mpa]	Tlak přehřívání páry na vstupu do 1. stupně
$t_1 = 133$	[°C]	Teplota přehřívání páry na vstupu do 1. stupně
$p_2 = 0,284$	[Mpa]	Tlak přehřívání páry na výstupu z 1. stupně
$t_2 = 186,2$	[°C]	Teplota přehřívání páry na výstupu z 1. stupně
$p_4 = 1,76$	[Mpa]	Tlak ohřívající páry pro 1. stupeň
$t_4 = 216$	[°C]	Teplota ohřívající páry pro 1. stupeň
$m_1 = 88,89$	[kg·s ⁻¹]	Množství vlhké páry vystupující ze separátoru

4.2.1 HODNOTY ODEČTENÉ Z TABULEK

Všechny potřebné hodnoty byly odečteny z tabulek uvedené v literatuře [4].

Entalpie páry pro 1. stupeň

$i_1 = 2751$	[kJ·kg ⁻¹]	Entalpie přehřívání páry na vstupu do 1. stupně
$i_2 = 2853$	[kJ·kg ⁻¹]	Entalpie přehřívání páry na výstupu z 1. stupně
$i_4 = 2911$	[kJ·kg ⁻¹]	Entalpie ohřívající páry pro 1. stupeň
$i_5 = 859$	[kJ·kg ⁻¹]	Entalpie kondenzátu ohřívající páry pro 1. stupeň

Fyzikální konstanty ohřívající páry:

$\eta_5 = 134,5 \cdot 10^{-6}$	[Pa·s]	Dynamická viskozita kondenzátu pro 1. stupeň
$l_{v5} = 1917,2$	[kJ·kg ⁻¹]	Výparné teplo kondenzátu pro 1. stupeň
$\lambda_5 = 66,02 \cdot 10^{-2}$	[kJ·kg ⁻¹]	Tepelná vodivost kondenzátu pro 1. stupeň
$Pr_5 = 0,9236$	[1]	Prandtlův kritérium kondenzátu pro 1. stupeň
$\rho'_5 = 11,7 \cdot 10^{-4}$	[m ³ ·kg ⁻¹]	Měrný objem syté kapaliny pro 1. stupeň

$\vartheta_s'' = 0,1032$ $[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$ Měrný objem syté páry pro 1. stupeň

Fyzikální konstanty přehřívání páry

$\overline{\vartheta}_1 = 0,6746$ $[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$ Střední měrný objem páry v 1. stupni

$\overline{\nu}_1 = 9,72 \cdot 10^{-6}$ $[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$ Střední kinematická viskozita páry v 1. stupni

$\overline{\lambda}_1 = 0,0302$ $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ Střední tepelná vodivost páry v 1. stupni

$\overline{\text{Pr}}_1 = 1,18$ $[1]$ Střední hodnota Prandtlova kritéria páry v 1. stupni

4.2.2 VLASTNÍ TEPELNÝ VÝPOČET PRVNÍHO STUPNĚ PŘIHRÍVAČE

Při výpočtu vycházím především z literatury [2], [3] a [4]

Stanovení tepelného výkonu 1. stupně:

$$Q_1 = \dot{m}_1 \cdot (i_2 - i_1) \quad [W] \quad (1)$$

$$Q_1 = 88,89 \cdot (2853 \cdot 10^3 - 2751 \cdot 10^3) \quad [W]$$

$$Q_1 = 9,07 \quad [MW]$$

Stanovení množství ohřívající páry pro 1. stupeň

$$\dot{m}_4 = \frac{Q_1}{i_4 - i_5} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (2)$$

$$\dot{m}_4 = \frac{9,07 \cdot 10^6}{2911 \cdot 10^3 - 859 \cdot 10^3} \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$\dot{m}_4 = 4,42 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

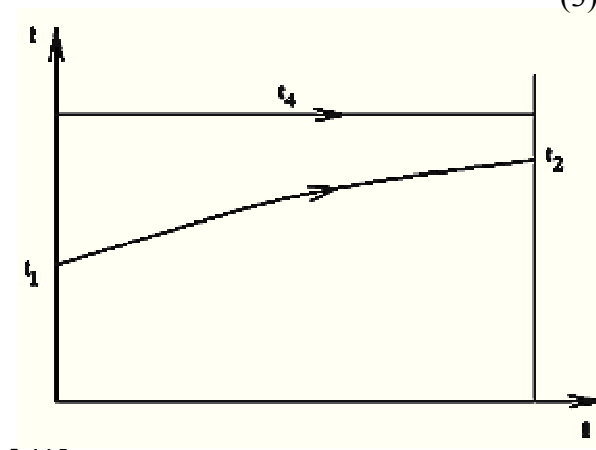
Stanovení středního logaritmického spádu 1. stupně

Vzhledem k tomu, že přihrívavač páry je rekuperativním výměníkem, je možné střední logaritmický spád počítat dle následujícího vztahu. Vztah byl odvozen z průběhu teplot podle obr. 4.2 a [4].

$$\Delta t_1 = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_4 - t_1}{t_4 - t_2}} \quad [^{\circ}C] \quad (3)$$

$$\Delta t_1 = \frac{186,2 - 133}{\ln \frac{216 - 133}{216 - 186,2}} \quad [^{\circ}C]$$

$$\Delta t_1 = 51,94 \quad [^{\circ}C]$$



obr. 4.2 průběh teplot ve výměníku – podle [3]

Stanovení středního tlaku a střední teploty v 1. stupni

$$\bar{p}_1 = \frac{p_1 + p_2}{2} \quad [MPa] \quad (4)$$

$$\bar{p}_1 = \frac{0,299 + 0,284}{2} \quad [MPa]$$

$$\bar{p}_1 = 0,2915 \quad [MPa]$$

$$\bar{t}_1 = t_3 - \Delta t_1 \quad [^{\circ}C] \quad (5)$$

$$\bar{t}_1 = 216 - 51,94 \quad [^{\circ}C]$$

$$\bar{t}_1 = 164,06 \quad [^{\circ}C]$$

Na základě těchto hodnot byly z tabulek z literatury [4] odečteny hodnoty fyzikálních konstant přehřívání uvedené v kapitole 4.3.1.

Konstrukční konstanty – podle [3]

$d_1 = 0,016$	[m]	vnější průměr ožebrované trubky
$d_2 = 0,012$	[m]	vnitřní průměr ožebrované trubky
$h = 0,0085$	[m]	výška žebra
$n = 12$	[1]	počet žeber na jedné trubce
$l = 0,02$	[m]	rozvin délky koryta vytvořeného žebry
$\delta = 0,0008$	[m]	tloušťka žebra
$z = 37$	[1]	počet trubek v jedné kazetě
$z_1 = 30$	[1]	počet kazet v 1. stupni
$l_k = 0,129$	[m]	teoretická strana kazety
$L_{tr} = 1,9$	[m]	délka ožebrované části trubky

S ohledem na výkon zařízení volím počet kazet z_1 pro první stupeň 30 a délku ožebrované části trubky L_{tr} 1,9 m.

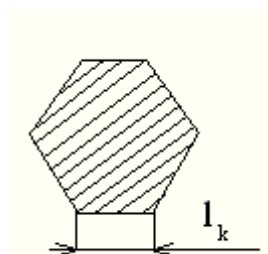
Stanovení teoretického průřezu kazety pro průchod přehřívané páry

Teoretický průřez šestiúhelníku uvedený na obr. 4.3 se stanoví dle následujícího vztahu:

$$S_{kt} = \frac{3 \cdot \sqrt{3}}{2} \cdot l_k^2 \quad [m^2] \quad (6)$$

$$S_{kt} = \frac{3 \cdot \sqrt{3}}{2} \cdot 0,129^2 \quad [m^2]$$

$$S_{kt} = 0,004323 \quad [m^2]$$



obr. 4.3 Průřez kazety přehříváče

Stanovení skutečného průřezu kazety pro průchod přehřívané páry

$$S_{ks} = S_{kt} - \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot z - l \cdot \delta \cdot z \cdot \frac{n}{2} - 3 \cdot f_c \quad [m^2] \quad (7)$$

$$S_{ks} = 0,004323 - \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} \cdot 37 - 0,02 \cdot 0,0008 \cdot 37 \cdot \frac{12}{2} - 3 \cdot 0,000152 \quad [m^2]$$

$$S_{ks} = 0,03178 \quad [m^2]$$

kde $f_c = 0,000152 \quad [m^2]$...průřez krycích plechů podle [3]

Stanovení počtu trubek v 1. stupni

$$n_{tr1} = z \cdot z_1 \quad [1] \quad (8)$$

$$n_{tr1} = 37 \cdot 30 \quad [1]$$

$$n_{tr1} = 1110 \quad [1]$$

Stanovení hodnoty omývaného obvodu 1. stupně

$$u_1 = u_{p1} + \pi \cdot d_1 \cdot n_{tr1} + 2 \cdot \pi \cdot h \cdot n_{tr1} + u_{d1} \cdot z_1 \quad [m] \quad (9)$$

$$u_1 = 22,026 + \pi \cdot 0,016 \cdot 1110 + 2 \cdot \pi \cdot 0,0085 \cdot 1110 + 0,456 \cdot 30 \quad [m]$$

$$u_1 = 150,78 \quad [m]$$

kde $u_{p1} = 22,026$ [m] ...omývaný obvod přepážek – podle [3]
 $u_{d1} = 0,456$ [m] ...omývaný obvod desek – podle [3]

Stanovení ekvivalentního průměru pro 1. stupeň

$$d_{e1} = \frac{4 \cdot S_{ks} \cdot z_1}{u_1} \quad [m] \quad (10)$$

$$d_{e1} = \frac{4 \cdot 0,03178 \cdot 30}{150,78} \quad [m]$$

$$d_{e1} = 0,02529 \quad [m]$$

Stanovení střední rychlosti přehřívané páry v 1. stupni – podle [2]

$$\bar{w}_1 = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_1}{z_1 \cdot S_{ks}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (11)$$

$$\bar{w}_1 = \frac{88,89 \cdot 0,6746}{30 \cdot 0,03178} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$\bar{w}_1 = 62,896 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Stanovení střední hodnoty Reynoldsova kritéria přehřívané páry v 1. stupni

$$Re_1 = \frac{\bar{w}_1 \cdot d_{e1}}{\nu_1} \quad [1] \quad (12)$$

$$Re_1 = \frac{62,896 \cdot 0,02529}{9,72 \cdot 10^{-6}} \quad [1]$$

$$Re_1 = 163983,49$$

Stanovení střední hodnoty Nusseltova kritéria přehřívané páry v 1. stupni

Odvozeno podle [4] na základě hodnoty vypočteného Re_1 kritéria.

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot \overline{Pr}_1^{0,43} \quad [1] \quad (13)$$

$$Nu_1 = 0,021 \cdot 163983,49^{0,8} \cdot 1,18^{0,43} \quad [1]$$

$$Nu_1 = 334,94 \quad [1]$$

Stanovení teoretické hodnoty součinitele přestupu tepla na straně přihřívané páry pro 1. stupeň

$$\alpha_{1t} = \frac{Nu_1 \cdot \bar{\lambda}_1}{d_{e1}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (14)$$

$$\alpha_{1t} = \frac{334,94 \cdot 0,0302}{0,02529} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_{1t} = 399,97 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Stanovení skutečné hodnoty součinitele přestupu tepla na straně přihřívané páry pro 1. stupeň

$$\alpha_1 = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E_1 \cdot \mu_1 + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\alpha_{1t} \cdot \psi_1}{1 + \varepsilon_1 \cdot \psi_1 \cdot \alpha_{1t}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (15)$$

kde	$S \quad [m^2]$	plocha ožebrované části trubky v 1. stupni
	$S_h \quad [m^2]$	plocha hladké části trubek v 1. stupni
	$S_z \quad [m^2]$	plocha žeber v 1. stupni
	$E_1 \quad [1]$	koeficient efektivnosti žebra pro 1. stupeň – podle [3] je tento parametr roven hodnotě 0,79
	$\mu_1 \quad [1]$	koeficient rozšíření žebra k základu – podle [3] je tento parametr roven hodnotě 1
	$\psi_1 \quad [1]$	koeficient nerovnoměrnosti přestupu tepla na povrchu žebra – podle [3] je tento parametr roven hodnotě 0,9
	$\varepsilon_1 \quad [1]$	koeficient znečištění – podle [3] je tento parametr roven hodnotě 0

Dále podle [3] výpočet poměrů $\frac{S_z}{S}, \frac{S_h}{S}$:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{2 \cdot n \cdot h \cdot L_{tr}}{(\pi \cdot d_1 + 2 \cdot n \cdot h) \cdot L_{tr}} \quad [1] \quad (16)$$

$$\frac{S_z}{S} = \frac{2 \cdot 12 \cdot 0,0085 \cdot 1,9}{(\pi \cdot 0,016 + 2 \cdot 12 \cdot 0,0085) \cdot 1,9} \quad [1]$$

$$\frac{S_z}{S} = 0,802311 \quad [1]$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} \quad [1] \quad (17)$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - 0,802311 \quad [1]$$

$$\frac{S_h}{S} = 0,198 \quad [1]$$

A následně dosazením do vztahu (15):

$$\alpha_1 = (0,802311 \cdot 79 \cdot 1 + 0,198) \cdot \frac{399,97 \cdot 0,9}{1 + 0} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 299,43 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Stanovení střední hodnoty měrného tepelného toku v 1. stupni

$$q_1 = \frac{Q_1}{\pi \cdot d_2 \cdot n_{tr1} \cdot L_{tr}} \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (18)$$

$$q_1 = \frac{9,07 \cdot 10^6}{\pi \cdot 0,012 \cdot 1110 \cdot 1,9} \quad [W \cdot m^{-2}]$$

$$q_1 = 114077,39 \quad [W \cdot m^{-2}]$$

Stanovení hodnoty Reynoldsova kritéria ohřívající páry pro 1. stupeň

$$Re_2 = \frac{2 \cdot q_1 \cdot L_{tr}}{\mu_1 \cdot l_{v1}} \quad [1] \quad (19)$$

$$Re_2 = \frac{2 \cdot 114077,39 \cdot 1,9}{134,5 \cdot 10^{-6} \cdot 1917,2 \cdot 10^3} \quad [1]$$

$$Re_2 = 1681,1 \quad [1]$$

Stanovení hodnoty Nusseltova kritéria ohřívající páry pro 1. stupeň

Odvozeno podle [2] na základě hodnoty vypočteného Re_2 kritéria.

$$Nu_2 = 0,14 \cdot Re_2^{0,7} \cdot Pr_5^{0,35} \cdot \left(\frac{g_5''}{g_5'} \right)^{0,35} \quad [1] \quad (20)$$

$$Nu_2 = 0,14 \cdot 1681,1^{0,7} \cdot 0,9236^{0,35} \cdot \left(\frac{0,1032}{0,00117} \right)^{0,35} \quad [1]$$

$$Nu_2 = 118,27 \quad [1]$$

Stanovení součinitele přestupu tepla na straně ohřívající páry v 1. stupni

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_5}{d_2} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (21)$$

$$\alpha_2 = \frac{118,27 \cdot 66,02 \cdot 10^{-2}}{0,012} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_2 = 6506,82 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Stanovení prostupu tepla v 1. stupni

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \varphi_1} + \frac{\delta \cdot d_1}{\lambda_{tr1} \cdot \bar{d}_1} + \frac{d_1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (22)$$

kde φ_1 [1] ...koeficient ožebrování

\bar{d}_1 [m] ...střední průměr trubky

λ_{tr1} [W·m⁻¹·K⁻¹] ...tepelná vodivost materiálu ožebrovaných trubek – materiál

ocel 12 022, λ_{tr1} odečtena z tabulek při střední teplotě \bar{t}_1

Dále výpočet koeficientu ožebrování φ_1 a středního průměru \bar{d}_1 dle [3]:

$$\varphi_1 = \frac{d_1 + 2 \cdot n \cdot h}{d_1} \quad [1] \quad (23)$$

$$\varphi_1 = \frac{0,016 + 2 \cdot 12 \cdot 0,0085}{0,016} \quad [1]$$

$$\varphi_1 = 13,75 \quad [1]$$

$$\bar{d}_1 = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad [m] \quad (24)$$

$$\bar{d}_1 = \frac{0,016 + 0,012}{2} \quad [m]$$

$$\bar{d}_1 = 0,014 \quad [m]$$

A následným dosazením do vztahu (22):

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{299,43 \cdot 13,75} + \frac{0,0008 \cdot 0,016}{46,2 \cdot 0,014} + \frac{0,016}{6506,82 \cdot 0,012}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$k_1 = 2138,63 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Stanovení výpočtové plochy ohřevu 1. stupně

$$H_{v1} = \frac{Q_1}{k_1 \cdot \Delta t_1} \quad [m^2] \quad (25)$$

$$H_{v1} = \frac{9,07 \cdot 10^6}{2138,63 \cdot 51,94} \quad [m^2]$$

$$H_{v1} = 81,65 \quad [m^2]$$

Stanovení výpočtové délky ožebrované trubky 1. stupně

$$L_{v1} = \frac{H_{v1}}{n_{tr1} \cdot \pi \cdot d_1} \quad [m] \quad (26)$$

$$L_{v1} = \frac{81,65}{1110 \cdot \pi \cdot 0,016} \quad [m]$$

$$L_{v1} = 1,46 \quad [m]$$

Stanovení skutečné plochy ohřevu v 1. stupni

$$H_{s1} = n_{tr1} \cdot \pi \cdot d_1 \cdot L_{tr} \quad [m^2] \quad (27)$$

$$H_{s1} = 1110 \cdot \pi \cdot 0,016 \cdot 1,9 \quad [m^2]$$

$$H_{s1} = 106,01 \quad [m^2]$$

Stanovení teoretické hodnoty koeficientu rezervní plochy 1. stupně

$$k_{r1} = \frac{H_{s1} - H_{v1}}{H_{v1}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (28)$$

$$k_{r1} = \frac{106,01 - 81,65}{81,65} \cdot 100 \quad [\%]$$

$$k_{r1} = 29,83 \quad [\%]$$

4.3 VÝPOČET DRUHÉHO STUPNĚ PŘIHRÍVAČE

Zadané hodnoty:

$p_2 = 0,284$	[Mpa]	Tlak přehřívané páry na vstupu do 2. stupně
$t_2 = 186,2$	[°C]	Teplota přehřívané páry na vstupu do 2. stupně
$p_3 = 0,271$	[Mpa]	Tlak přehřívané páry na výstupu z 2. stupně
$t_3 = 241$	[°C]	Teplota přehřívané páry na výstupu z 2. stupně
$p_6 = 4,22$	[Mpa]	Tlak ohřívající páry pro 2. stupeň
$t_6 = 263$	[°C]	Teplota ohřívající páry pro 2. stupeň
$m_1 = 88,89$	[kg·s ⁻¹]	Množství vlhké páry vystupující ze separátoru

4.3.1 HODNOTY ODEČTENÉ Z TABULEK

Entalpie páry pro druhý stupeň

$i_2 = 2853$	[kJ·kg ⁻¹]	Entalpie přehřívané páry na vstupu do 2. stupně
$i_3 = 2960$	[kJ·kg ⁻¹]	Entalpie přehřívané páry na výstupu z 2. stupně
$i_6 = 3003$	[kJ·kg ⁻¹]	Entalpie ohřívající páry pro 2. stupeň
$i_7 = 1136,6$	[kJ·kg ⁻¹]	Entalpie kondenzátu ohřívající páry pro 2. stupeň

Fyzikální konstanty ohřívající páry:

$\eta_7 = 105,7 \cdot 10^{-6}$	[Pa·s]	Dynamická viskozita kondenzátu pro 2. stupeň
$l_{v7} = 1695,6$	[kJ·kg ⁻¹]	Výparné teplo kondenzátu pro 2. stupeň
$\lambda_7 = 60,5 \cdot 10^{-2}$	[kJ·kg ⁻¹]	Tepelná vodivost kondenzátu pro 2. stupeň
$Pr_7 = 0,9477$	[1]	Prandtlův kritérium kondenzátu pro 2. stupeň
$\vartheta_7' = 12,5 \cdot 10^{-4}$	[m ³ ·kg ⁻¹]	Měrný objem syté kapaliny pro 2. stupeň
$\vartheta_7'' = 0,04975$	[m ³ ·kg ⁻¹]	Měrný objem syté páry pro 2. stupeň

Fyzikální konstanty přehřívané páry

$\overline{\vartheta}_2 = 0,804$	[m ³ ·kg ⁻¹]	Střední měrný objem páry ve 2. stupni
----------------------------------	-------------------------------------	---------------------------------------

$\overline{\nu}_1 = 13,5 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	Střední kinematická viskozita páry ve 2. stupni
$\overline{\lambda}_1 = 0,039$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	Střední tepelná vodivost páry ve 2. stupni
$\overline{\text{Pr}}_1 = 1,46$	$[1]$	Střední hodnota Prandtlůva kritéria páry v 2. stupni

4.3.2 VLASTNÍ TEPELNÝ VÝPOČET DRUHÉHO STUPNĚ PŘIHRŘÍVAČE

Stanovení tepelného výkonu 2. stupně:

$$Q_2 = \dot{m}_1 \cdot (i_3 - i_2) \quad [\text{W}] \quad (29)$$

$$Q_2 = 88,89 \cdot (2960 \cdot 10^3 - 2853 \cdot 10^3) \quad [\text{W}]$$

$$Q_2 = 9,51 \quad [\text{MW}]$$

Stanovení množství ohřívající páry pro 2. stupeň

$$\dot{m}_6 = \frac{Q_2}{i_6 - i_7} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (30)$$

$$\dot{m}_6 = \frac{9,51 \cdot 10^6}{3003 \cdot 10^3 - 1136,6 \cdot 10^3} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\dot{m}_6 = 5,095 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

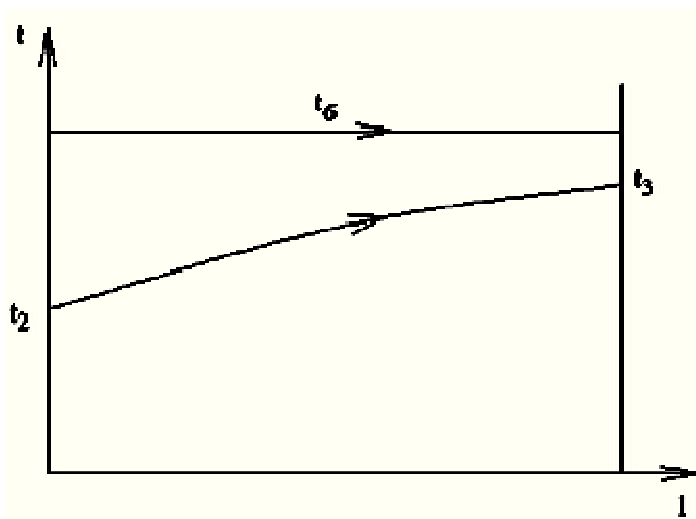
Stanovení středního logaritmického spádu 2. stupně

Následující vztah byl odvozen dle obr. 4.4 pro průběh teplot v rekuperativním výměníku a za pomoci literatury [4].

$$\Delta t_2 = \frac{t_3 - t_2}{\ln \frac{t_6 - t_2}{t_6 - t_3}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (31)$$

$$\Delta t_2 = \frac{241 - 186,2}{\ln \frac{263 - 186,2}{263 - 241}} \quad [^\circ\text{C}]$$

$$\Delta t_2 = 43,83 \quad [^\circ\text{C}]$$



obr. 4.4 průběh teplot ve výměníku – podle [3]

Stanovení středního tlaku a střední teploty ve 2. stupni

$$\bar{p}_2 = \frac{p_2 + p_3}{2} \quad [MPa] \quad (32)$$

$$\bar{p}_2 = \frac{0,284 + 0,271}{2} \quad [MPa]$$

$$\bar{p}_2 = 0,2775 \quad [MPa]$$

$$\bar{t}_2 = t_6 - \Delta t_2 \quad [^{\circ}C] \quad (33)$$

$$\bar{t}_2 = 263 - 43,83 \quad [^{\circ}C]$$

$$\bar{t}_2 = 219,17 \quad [^{\circ}C]$$

Na základě těchto hodnot byly z tabulek odečteny hodnoty fyzikálních konstant přehřívané páry uvedené v kapitole 4.3.1.

Konstrukční konstanty

Zůstávají stejné jako pro 1. stupeň přehříváče, rozdíl je pouze v počtu kazet ve 2. stupni, který je 29.

$d_1 = 0,016$	[m]	vnější průměr ožebrované trubky
$d_2 = 0,012$	[m]	vnitřní průměr ožebrované trubky
$h = 0,0085$	[m]	výška žebra
$n = 12$	[1]	počet žebor na jedné trubce
$l = 0,02$	[m]	rozvin délky koryta vytvořeného žebry
$\delta = 0,0008$	[m]	tloušťka žebra
$z = 37$	[1]	počet trubek v jedné kazetě
$z_2 = 29$	[1]	počet kazet v 1. stupni
$l_k = 0,129$	[m]	teoretická strana kazety
$L_{tr} = 1,9$	[m]	délka ožebrované části trubky

Stanovení teoretického a skutečného průřezu kazety pro průchod přehřívané páry ve 2. stupni

Výpočet teoretického a skutečného průřezu kazety byl proveden v kapitole 4.2.2 podle vztahů (6) a (7). Vzhledem k tomu, že kazety ve druhém stupni jsou stejné jako kazety v prvním stupni je teoretický průřez kazety S_{kt} a skutečný průřez kazety S_{ks} roven:

$$S_{kt} = 0,004323 \quad [m^2]$$

$$S_{ks} = 0,03178 \quad [m^2]$$

Stanovení počtu trubek ve 2. stupni

$$n_{tr2} = z \cdot z_2 \quad [1] \tag{34}$$

$$n_{tr2} = 37 \cdot 29 \quad [1]$$

$$n_{tr2} = 1073 \quad [1]$$

Stanovení hodnoty omývaného obvodu 2. stupně

$$u_2 = u_{p2} + \pi \cdot d_1 \cdot n_{tr2} + 2 \cdot \pi \cdot h \cdot n_{tr2} + u_{d1} \cdot z_2 \quad [m] \tag{35}$$

kde $u_{p2} = 22,026 \quad [m]$...omývaný obvod přepážek – podle [3]

$u_{d1} = 0,456 \quad [m]$...omývaný obvod desek – podle [3]

$$u_2 = 9,4 + \pi \cdot 0,016 \cdot 1073 + 2 \cdot \pi \cdot 0,0085 \cdot 1073 + 0,456 \cdot 29 \quad [m]$$

$$u_2 = 133,86 \quad [m]$$

Stanovení ekvivalentního průměru pro 2. stupeň

$$d_{e2} = \frac{4 \cdot S_{ks} \cdot z_2}{u_2} \quad [m] \quad (36)$$

$$d_{e2} = \frac{4 \cdot 0,03178 \cdot 29}{133,86} \quad [m]$$

$$d_{e2} = 0,02754 \quad [m]$$

Stanovení střední rychlosti přehřívané páry ve 2. stupni

$$\bar{w}_2 = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_2}{z_2 \cdot S_{ks}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (37)$$

$$\bar{w}_2 = \frac{88,89 \cdot 0,804}{29 \cdot 0,03178} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$\bar{w}_2 = 77,55 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Stanovení střední hodnoty Reynoldsova kritéria přehřívané páry ve 2. stupni

$$Re_3 = \frac{\bar{w}_2 \cdot d_{e2}}{\nu_2} \quad [1] \quad (38)$$

$$Re_3 = \frac{77,55 \cdot 0,02754}{13,5 \cdot 10^{-6}} \quad [1]$$

$$Re_3 = 158202 \quad [1]$$

Stanovení střední hodnoty Nusseltova kritéria přehřívané páry ve 2. stupni

Vztah pro výpočet Nu_3 kritéria byl odvozen podle výše vypočtené hodnoty Re_3 kritéria a podle [4].

$$Nu_3 = 0,021 \cdot Re_3^{0,8} \cdot \bar{Pr}_2^{-0,43} \quad [1] \quad (39)$$

$$Nu_3 = 0,021 \cdot 158202^{0,8} \cdot 1,46^{0,43} \quad [1]$$

$$Nu_3 = 356,65 \quad [1]$$

Stanovení teoretické hodnoty součinitele přestupu tepla na straně přihřívané páry pro 2. stupeň

$$\alpha_{3t} = \frac{Nu_3 \cdot \bar{\lambda}_2}{d_2} \left[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right] \quad (40)$$

$$\alpha_{3t} = \frac{356,65 \cdot 0,039}{0,02754} \left[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right]$$

$$\alpha_{3t} = 505,06 \left[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right]$$

Stanovení skutečné hodnoty součinitele přestupu tepla na straně přihřívané páry pro 2. stupeň

$$\alpha_3 = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E_2 \cdot \mu_1 + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\alpha_{3t} \cdot \psi_1}{1 + \varepsilon_1 \cdot \psi_1 \cdot \alpha_{3t}} \left[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right] \quad (41)$$

kde	S [m ²]	plocha ožebrované části trubky v 2. stupni
	S _h [m ²]	plocha hladké části trubek v 2. stupni
	S _z [m ²]	plocha žeber v 2. stupni
	E ₂ [1]	koeficient efektivnosti žebra pro 2. stupeň – podle [3] je tento parametr roven hodnotě 0,8
	μ ₁ [1]	koeficient rozšíření žebra k základu – podle [3] je tento parametr roven hodnotě 1
	ψ ₁ [1]	koeficient nerovnoměrnosti přestupu tepla na povrchu žebra – podle [3] je tento parametr roven hodnotě 0,9
	ε ₁ [1]	koeficient znečištění – podle [3] je tento parametr roven hodnotě 0

Dále podle [3] výpočet poměrů $\frac{S_z}{S}, \frac{S_h}{S}$ odpovídá hodnotám vypočteným v kapitole 4.2.2 dle vztahu (16) a (17) :

$$\frac{S_z}{S} = 0,802311 \quad [1]$$

$$\frac{S_h}{S} = 0,198 \quad [1]$$

A následně dosazením do vztahu (41):

$$\alpha_3 = (0,802311 \cdot 0,8 \cdot 1 + 0,198) \cdot \frac{505,06 \cdot 0,9}{1 + 0} \left[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right]$$

$$\alpha_3 = 381,76 \left[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right]$$

Stanovení střední hodnoty měrného tepelného toku ve 2. stupni

$$q_2 = \frac{Q_2}{\pi \cdot d_2 \cdot n_{tr2} \cdot L_{tr}} \left[W \cdot m^{-2} \right] \quad (42)$$

$$q_2 = \frac{9,51 \cdot 10^6}{\pi \cdot 0,012 \cdot 1073 \cdot 1,9} \left[W \cdot m^{-2} \right]$$

$$q_2 = 123736 \left[W \cdot m^{-2} \right]$$

Stanovení hodnoty Reynoldsova kritéria ohřívající páry pro 2. stupeň

$$Re_4 = \frac{2 \cdot q_2 \cdot L_{tr}}{\eta_2 \cdot l_{v2}} [1] \quad (43)$$

$$Re_4 = \frac{2 \cdot 123736 \cdot 1,9}{105,7 \cdot 10^{-6} \cdot 1695,6 \cdot 10^3} [1]$$

$$Re_4 = 2623,5 [1]$$

Stanovení hodnoty Nusseltova kritéria ohřívající páry pro 2. stupeň

Odvozeno podle [2] na základě hodnoty vypočteného Re_4 kritéria.

$$Nu_4 = 0,14 \cdot Re_4^{0,7} \cdot Pr_7^{0,35} \cdot \left(\frac{g''}{g'} \right)^{0,35} [1] \quad (43)$$

$$Nu_4 = 0,14 \cdot 2623,5^{0,7} \cdot 0,9447^{0,35} \cdot \left(\frac{0,04975}{0,00125} \right)^{0,35} [1]$$

$$Nu_4 = 123,21 [1]$$

Stanovení součinitele přestupu tepla na straně ohřívající páry ve 2. stupni

$$\alpha_4 = \frac{Nu_4 \cdot \lambda_7}{d_2} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (44)$$

$$\alpha_4 = \frac{123,21 \cdot 60,5 \cdot 10^{-2}}{0,012} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_4 = 6211,99 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Stanovení prostupu tepla ve 2. stupni

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3 \cdot \varphi_1} + \frac{\delta \cdot d_1}{\lambda_{tr2} \cdot \bar{d}_1} + \frac{d_1}{\alpha_4 \cdot d_2}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (45)$$

kde φ_1 [1] ...koeficient ožebrování

\bar{d}_1 [m] ...střední průměr trubky

λ_{tr2} [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] ...tepelná vodivost materiálu ožebrovaných trubek. Jako materiál byla použita ocel 12 022 a při teplotě \bar{t}_2 je $\lambda_{tr2} = 46,2$ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

Koeficient ožebrování φ_1 a střední průměr trubky byly vypočteny v kapitole 4.2.2 podle vztahů (23) a (24) a jejich hodnoty jsou rovny:

$$\varphi_1 = 13,75 \quad [1]$$

$$\bar{d}_1 = 0,014 \quad [m]$$

A následným dosazením do vztahu (45):

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{381,76 \cdot 13,75} + \frac{0,0008 \cdot 0,016}{46,2 \cdot 0,014} + \frac{0,016}{6211,99 \cdot 0,012}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$k_2 = 2353,3 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Stanovení výpočtové plochy ohřevu 2. stupně

$$H_{v2} = \frac{Q_2}{k_2 \cdot \Delta t_2} \quad [m^2] \quad (46)$$

$$H_{v2} = \frac{9,51 \cdot 10^6}{2353,3 \cdot 43,83} \quad [m^2]$$

$$H_{v2} = 92,2 \quad [m^2]$$

Stanovení výpočtové délky ožebrované trubky 2. stupně

$$L_{v2} = \frac{H_{v2}}{n_{tr2} \cdot \pi \cdot d_1} \quad [m] \quad (47)$$

$$L_{v2} = \frac{92,2}{1073 \cdot \pi \cdot 0,016} \quad [m]$$

$$L_{v2} = 1,71 \quad [m]$$

Stanovení skutečné plochy ohřevu ve 2. stupni

$$H_{s2} = n_{tr2} \cdot \pi \cdot d_1 \cdot L_{tr} \quad [m^2] \quad (48)$$

$$H_{s2} = 1073 \cdot \pi \cdot 0,016 \cdot 1,9 \quad [m^2]$$

$$\underline{\underline{H_{s2} = 102,48 \quad [m^2]}}$$

Stanovení teoretické hodnoty koeficientu rezervní plochy pro 2. stupeň

$$k_{r2} = \frac{H_{s2} - H_{v2}}{H_{v2}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (49)$$

$$k_{r2} = \frac{102,48 - 92,2}{92,2} \cdot 100 \quad [\%]$$

$$k_{r2} = 11,15 \quad [\%]$$

5. HYDRAULICKÝ VÝPOČET

Cílem hydraulického výpočtu je na základě určení rychlostí přehřívání páry a tlakových ztrát v jednotlivých dílech SPP získat hodnoty vstupních a výstupních tlaků přehřívání páry pro první a druhý stupeň. Výpočet vychází ze zadaných hodnot množství páry vstupující a vystupující ze separátoru a na základě fyzikálních konstant, které byly použity v tepelném výpočtu 4.2 a 4.3. Dále na základě konstrukčních konstant, průřezů pro průchod přehřívání páry a součinitelů tlakových ztrát podle literatury [3].

5.1 HODNOTY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET

Zadané hodnoty a fyzikální konstanty přehřívání páry:

$\dot{m}_0 = 107,5$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	Množství vlhké páry vstupující do separátoru
$\dot{m}_1 = 88,89$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	Množství vlhké páry vystupující ze separátoru
$p_0 = 0,3$	$[\text{MPa}]$	Tlak vlhké páry na vstupu do separátoru
$\bar{g}_1 = 0,6746$	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	Střední měrný objem páry v 1. stupni
$\bar{v}_1 = 9,72 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	Střední kinematičká vizkozita páry v 1. stupni
$\rho_1 = 1,9$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Hustota vlhké páry na vstupu do 1. stupně
$\rho_1' = 1,65$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	Hustota syté páry na vstupu do 1. stupně
$\bar{g}_2 = 0,804$	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	Střední měrný objem páry ve 2. stupni
$\bar{v}_1 = 13,5 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	Střední kinematičká vizkozita páry ve 2. stupni
$\bar{g}_2 = 0,72$	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	Měrný objem páry na výstupu z 1. stupně
$\bar{g}_3 = 0,824$	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	Měrný objem páry na výstupu ze 2. stupně

Konstrukční konstanty:

$z = 37$	[1]	Počet trubek v jedné kazetě
$z_1 = 30$	[1]	Počet kazet v 1. stupni
$z_2 = 29$	[1]	Počet kazet ve 2. stupni
$d_{e1} = 0,02529$	[m]	Ekvivalentní průměr pro 1. stupeň
$d_{e2} = 0,02754$	[m]	Ekvivalentní průměr pro 2. stupeň
$o_1 = 2$	[1]	Počet hlavic na jedné kazetě
$o_2 = 4$	[1]	Počet distančních mřížek
$L_{tr} = 1,9$	[m]	Délka ožebrované části trubky

Průřezy pro průchod přehřívané páry:

$S_1 = 1,54$	[m ²]	Skutečný průřez přírodního potrubí
$S_2 = 0,04323$	[m ²]	Teoretický průřez kazety pro průchod přehřívané páry
$S_3 = 0,02338$	[m ²]	Skutečný průřez mezi hlavicemi na jednu kazetu
$S_4 = 0,0358$	[m ²]	Skutečný průřez na neožebrovaných částech trubek na jednu kazetu
$S_5 = 0,02744$	[m ²]	Skutečný průřez přes distanční mřížku na jednu kazetu
$S_6 = 0,03178$	[m ²]	Skutečný průřez přes ožebrované části trubek na jednu kazetu
$S_7 = 0,02763$	[m ²]	Skutečný průřez přes opornou mříž na jednu kazetu
$S_8 = 1,54$	[m ²]	Skutečný průřez odvodního potrubí

Součinitelé tlakových ztrát:

$\xi_1 = 1,1$	[1]	Součinitel odporu vstupní komory
$\xi_2 = 0,98$	[1]	Součinitel odporu separátoru
$\xi_3 = 0,22$	[1]	Součinitel odporu na vstupu mezi hlavicemi

$\xi_4 = 0,13$	[1]	Součinitel odporu na výstupu z hlavic
$\xi_5 = 0,12$	[1]	Součinitel odporu na vstupu do distanční mřížky
$\xi_6 = 0,03$	[1]	Součinitel odporu na výstupu z distanční mřížky
$\xi_7 = 0,19$	[1]	Součinitel odporu na vstupu do oporné mříže
$\xi_8 = 0,15$	[1]	Součinitel odporu na výstupu z oporné mříže
$\xi_9 = 2$	[1]	Součinitel odporu na ohybu mezi 1. a 2. stupněm
$\xi_{10} = 0,3$	[1]	Součinitel odporu na výstupu ze SPP

5.2 VLASTNÍ HYDRAULICKÝ VÝPOČET

Při výpočtu vycházím především z literatury [2], [3] a [10]

Výpočet rychlosti přehřívání páry ve vstupním potrubí separátoru:

$$w_1 = \frac{\dot{m}_0}{S_1 \cdot \rho_1} \left[m \cdot s^{-1} \right] \quad (50)$$

$$w_1 = \frac{107,5}{1,54 \cdot 1,9} \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

$$w_1 = 36,74 \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

Výpočet tlakových ztrát vstupní komory:

$$\Delta p_1 = \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} \cdot \rho_1'' \left[Pa \right] \quad (51)$$

$$\Delta p_1 = 1,1 \cdot \frac{52,7^2}{2} \cdot 1,65 \left[Pa \right]$$

$$\Delta p_1 = 1224,34 \left[Pa \right]$$

Výpočet tlakových ztrát separátoru:

$$\Delta p_2 = \xi_2 \cdot \frac{w_1^2}{2} \cdot \rho_1'' \quad [Pa] \quad (52)$$

$$\Delta p_2 = 0,98 \cdot \frac{52,7^2}{2} \cdot 1,65 \quad [Pa]$$

$$\Delta p_2 = 1091,34 \quad [Pa]$$

Výpočet rychlosti přehřívání páry na vstupu do kazety 1. stupně:

$$w_2 = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_1}{z_1 \cdot S_2} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (53)$$

$$w_2 = \frac{88,89 \cdot 0,6746}{30 \cdot 0,04323} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_2 = 43,24 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Výpočet rychlosti přehřívání páry mezi hlavicemi 1. stupně:

$$w_3 = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_1}{z_1 \cdot S_3} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (54)$$

$$w_3 = \frac{88,89 \cdot 0,6746}{30 \cdot 0,02338} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_3 = 85,49 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Výpočet rychlosti přehřívání páry na neožehrovaných částech trubek 1. stupně:

$$w_4 = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_1}{z_1 \cdot S_4} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (55)$$

$$w_4 = \frac{88,89 \cdot 0,6746}{30 \cdot 0,0358} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_4 = 55,83 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Výpočet rychlosti přehřívání páry v distanční mřížce 1. stupně:

$$w_5 = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_1}{z_1 \cdot S_5} \left[m \cdot s^{-1} \right] \quad (56)$$

$$w_5 = \frac{88,89 \cdot 0,6746}{30 \cdot 0,02744} \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

$$w_5 = 72,84 \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

Výpočet rychlosti přehřívání páry v ožebrované části trubek v 1. stupni:

$$w_6 = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_1}{z_1 \cdot S_6} \left[m \cdot s^{-1} \right] \quad (57)$$

$$w_6 = \frac{88,89 \cdot 0,6746}{30 \cdot 0,03189} \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

$$w_6 = 62,68 \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

Výpočet Re čísla pro ekvivalentní průměr 1. stupně v ožebrované části:

$$Re_{el} = \frac{w_6 \cdot d_{el}}{\nu_1} \left[1 \right] \quad (58)$$

$$Re_{el} = \frac{62,68 \cdot 0,02529}{9,72 \cdot 10^{-6}} \left[1 \right]$$

$$Re_{el} = 163084 \left[1 \right]$$

Výpočet třecího součinitele v 1. stupni:

$$\beta_1 = \frac{0,3164}{Re_{el}^{0,25}} \left[1 \right] \quad (59)$$

$$\beta_1 = \frac{0,3164}{136084^{0,25}} \left[1 \right]$$

$$\beta_1 = 0,0157 \left[1 \right]$$

Výpočet tlakových ztrát třením v 1. stupni:

$$\Delta p_3 = \frac{\beta_1 \cdot L_{tr} \cdot w_6^2}{d_{e1} \cdot g_1 \cdot 2} \quad [Pa] \quad (60)$$

$$\Delta p_3 = \frac{0,0157 \cdot 1,9 \cdot 62,68^2}{0,02529 \cdot 0,6746 \cdot 2} \quad [Pa]$$

$$\Delta p_3 = 3434,68 \quad [Pa]$$

Výpočet tlakových ztrát na hlavici 1. stupně:

$$\Delta p_4 = (\xi_3 + \xi_4) \cdot \frac{w_3^2}{2 \cdot g_1} \quad [Pa] \quad (61)$$

$$\Delta p_4 = (0,22 + 0,13) \cdot \frac{85,49^2}{2 \cdot 0,6746} \quad [Pa]$$

$$\Delta p_4 = 1895,93 \quad [Pa]$$

Výpočet tlakových ztrát v distanční mřížce 1. stupně:

$$\Delta p_5 = (\xi_5 + \xi_6) \cdot \frac{w_5^2}{2 \cdot g_1} \quad [Pa] \quad (62)$$

$$\Delta p_5 = (0,12 + 0,03) \cdot \frac{72,84^2}{2 \cdot 0,6746} \quad [Pa]$$

$$\Delta p_5 = 589,87 \quad [Pa]$$

Výpočet celkové tlakové ztráty kazety 1. stupně:

$$\Delta p_6 = \Delta p_3 + o_1 \cdot \Delta p_4 + o_2 \cdot \Delta p_5 \quad [Pa] \quad (63)$$

$$\Delta p_6 = 3434,68 + 2 \cdot 1895,93 + 4 \cdot 589,87 \quad [Pa]$$

$$\Delta p_6 = 9586,02 \quad [Pa]$$

Výpočet rychlosti přehřívání páry v oporné mřížce 1. stupně:

$$w_7 = \frac{\dot{m}_1 \cdot g_2}{z_1 \cdot S_7} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (64)$$

$$w_7 = \frac{88,89 \cdot 0,72}{30 \cdot 0,02763} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_7 = 77,21 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Výpočet tlakové ztráty v oporné mřížce 1. stupni:

$$\Delta p_7 = (\xi_7 + \xi_8) \cdot \frac{w_7^2}{2 \cdot g_2} \quad [Pa] \quad (65)$$

$$\Delta p_7 = (0,19 + 0,15) \cdot \frac{77,21^2}{2 \cdot 0,72} \quad [Pa]$$

$$\Delta p_7 = 1407,55 \quad [Pa]$$

Výpočet rychlosti přehřívání páry v ohybech mezi 1. a 2. stupněm:

$$w_8 = \frac{\dot{m}_1 \cdot g_2}{z_1 \cdot S_2} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (66)$$

$$w_8 = \frac{88,89 \cdot 0,72}{30 \cdot 0,04323} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_8 = 49,35 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Výpočet tlakové ztráty v ohybech mezi 1. a 2. stupněm:

$$\Delta p_8 = \frac{w_8^2}{2 \cdot g_2} \cdot \xi_9 \quad [Pa] \quad (67)$$

$$\Delta p_8 = \frac{49,35^2}{2 \cdot 0,72} \cdot 2 \quad [Pa]$$

$$\Delta p_8 = 3378,42 \quad [Pa]$$

Výpočet rychlosti přehřívané páry v oporné mřížce 2. stupně:

$$w_9 = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_2}{z_2 \cdot S_7} \left[m \cdot s^{-1} \right] \quad (68)$$

$$w_9 = \frac{88,89 \cdot 0,804}{29 \cdot 0,02763} \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

$$w_9 = 89,19 \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

Výpočet tlakové ztráty v oporné mřížce 2. stupně:

$$\Delta p_9 = (\xi_7 + \xi_8) \cdot \frac{w_9^2}{2 \cdot \bar{g}_2} \left[Pa \right] \quad (70)$$

$$\Delta p_9 = (0,19 + 0,15) \cdot \frac{89,19^2}{2 \cdot 0,804} \left[Pa \right]$$

$$\Delta p_9 = 1681,98 \left[Pa \right]$$

Výpočet rychlosti přehřívané páry na vstupu do kazety 2. stupně:

$$w_{10} = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_2}{z_2 \cdot S_2} \left[m \cdot s^{-1} \right] \quad (71)$$

$$w_{10} = \frac{88,89 \cdot 0,804}{29 \cdot 0,04323} \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

$$w_{10} = 57,01 \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

Výpočet rychlosti přehřívané páry mezi hlavicemi 2. stupně:

$$w_{11} = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_2}{z_2 \cdot S_3} \left[m \cdot s^{-1} \right] \quad (72)$$

$$w_{11} = \frac{88,89 \cdot 0,804}{29 \cdot 0,02338} \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

$$w_{11} = 105,41 \left[m \cdot s^{-1} \right]$$

Výpočet rychlosti přehřívání páry na neožebrovaných částech trubek 2. stupně:

$$w_{12} = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_2}{z_2 \cdot S_4} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (73)$$

$$w_{12} = \frac{88,89 \cdot 0,804}{29 \cdot 0,0358} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_{12} = 68,84 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Výpočet rychlosti přehřívání páry v oporné mříži 2. stupně:

$$w_{13} = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_2}{z_2 \cdot S_5} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (74)$$

$$w_{13} = \frac{88,89 \cdot 0,804}{29 \cdot 0,02744} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_{13} = 89,81 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Výpočet rychlosti přehřívání páry v ožebrovaných částech trubek 2. stupně:

$$w_{14} = \frac{\dot{m}_1 \cdot \bar{g}_2}{z_2 \cdot S_6} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (75)$$

$$w_{14} = \frac{88,89 \cdot 0,804}{29 \cdot 0,03178} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_{14} = 77,55 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Výpočet tlakových ztrát na hlavicích 2. stupně:

$$\Delta p_{10} = (\xi_3 + \xi_4) \cdot \frac{w_{11}^2}{2 \cdot \bar{g}_2} \quad [Pa] \quad (76)$$

$$\Delta p_{10} = (0,22 + 0,13) \cdot \frac{105,41^2}{2 \cdot 0,804} \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{10} = 2418,5 \quad [Pa]$$

Výpočet tlakových ztrát v oporné mřížce 2. stupně:

$$\Delta p_{11} = (\xi_5 + \xi_6) \cdot \frac{w_{13}^2}{2 \cdot g_2} \quad [Pa] \quad (77)$$

$$\Delta p_{11} = (0,12 + 0,03) \cdot \frac{89,81^2}{2 \cdot 0,804} \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{11} = 752,41 \quad [Pa]$$

Výpočet Re čísla pro ekvivalentní průměr 2. stupně v ožebrované části:

$$Re_{e2} = \frac{w_{14} \cdot d_{e2}}{\nu_2} \quad [1] \quad (78)$$

$$Re_{e2} = \frac{77,55 \cdot 0,02754}{13,5 \cdot 10^{-6}} \quad [1]$$

$$Re_{e2} = 158202 \quad [1]$$

Výpočet třecího součinitele ve 2. stupni:

$$\beta_2 = \frac{0,3164}{Re_{e2}^{0,25}} \quad [1] \quad (79)$$

$$\beta_2 = \frac{0,3164}{158202^{0,25}} \quad [1]$$

$$\beta_2 = 0,0159 \quad [1]$$

Výpočet tlakových ztrát třením ve 2. stupni:

$$\Delta p_{12} = \frac{\beta_2 \cdot L_{tr} \cdot w_{14}^2}{d_{e2} \cdot g_2 \cdot 2} \quad [Pa] \quad (80)$$

$$\Delta p_{12} = \frac{0,0159 \cdot 1,9 \cdot 77,55^2}{0,02754 \cdot 0,804 \cdot 2} \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{12} = 4102,65 \quad [Pa]$$

Výpočet celkové tlakové ztráty kazety 2. stupně:

$$\Delta p_{13} = \Delta p_{12} + o_1 \cdot \Delta p_{10} + o_2 \cdot \Delta p_{11} \quad [Pa] \quad (81)$$

$$\Delta p_{13} = 4102,65 + 2 \cdot 2418,5 + 4 \cdot 752,41 \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{13} = 11949,29 \quad [Pa]$$

Výpočet rychlosti přehřívání páry ve výstupním potrubí:

$$w_{15} = \frac{\dot{m}_1 \cdot g_3}{S_8} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (82)$$

$$w_{15} = \frac{88,89 \cdot 0,824}{1,54} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_{15} = 47,56 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Výpočet tlakové ztráty na výstupu:

$$\Delta p_{14} = \frac{w_{15}^2}{2 \cdot g_3} \cdot \xi_{10} \quad [Pa] \quad (83)$$

$$\Delta p_{14} = \frac{47,56^2}{2 \cdot 0,824} \cdot 0,3 \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{14} = 411,76 \quad [Pa]$$

Výpočet celkové tlakové ztráty 1. stupně:

$$\Delta p_{15} = \Delta p_6 + \Delta p_7 + \Delta p_8 \quad [Pa] \quad (84)$$

$$\Delta p_{15} = 9586,02 + 1407,55 + 3378,42 \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{15} = 14371,99 \quad [Pa]$$

Výpočet celkové tlakové ztráty 2. stupně:

$$\Delta p_{16} = \Delta p_9 + \Delta p_{13} + \Delta p_{14} \quad [Pa] \quad (85)$$

$$\Delta p_{16} = 1681,98 + 11949,29 + 411,76 \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{16} = 14043,03 \quad [Pa]$$

Výpočet celkové tlakové ztráty SPP:

$$\Delta p_{17} = \Delta p_2 + \Delta p_{15} + \Delta p_{16} \quad [Pa] \quad (86)$$

$$\Delta p_{17} = 1091,34 + 14371,99 + 14043,03 \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{17} = 29506,36 \quad [Pa]$$

Výpočet tlaku na vstupu do 1. stupně:

$$p_1 = p_0 - \Delta p_2 \quad [MPa] \quad (87)$$

$$p_1 = 0,3002 \cdot 10^6 - 1091,34 \quad [MPa]$$

$$p_1 = 0,299 \quad [MPa]$$

Výpočet tlaku na vstupu do 2. stupně:

$$p_2 = p_1 - \Delta p_{16} \quad [MPa] \quad (88)$$

$$p_2 = 0,299 \cdot 10^6 - 14043,03 \quad [MPa]$$

$$p_2 = 0,284 \quad [MPa]$$

Výpočet tlaku na výstupu z 2. stupně:

$$p_3 = p_0 - \Delta p_{17} \quad [MPa] \quad (89)$$

$$p_3 = 0,3002 \cdot 10^6 - 29506,36 \quad [MPa]$$

$$p_3 = 0,271 \quad [MPa]$$

6. PEVNOSTNÍ KONTROLA

Pevnostní výpočet vertikálního SPP je rozdělen do několika částí. Na základě literatury [3] a [6] byly navrženy základní rozměry zařízení dle zvyklostí konstrukce tlakových nádob pro zařízení JE. Cílem pevnostní kontroly je zjistit, zda navržené tloušťky stěn jednotlivých částí SPP splňují pevnostní podmínky dle ČSN 69 0010.

Výpočet spočívá v tom, že pro každou jednotlivou část SPP, tj. válcový plášť, dno nádoby SPP, kuželové víko, ožebrovanou trubku přehříváče a rozváděcí trubku, je provedena pevnostní kontrola pro tzv. provozní stav a tlakovou zkoušku. Pro každý tento stav a jednotlivou část SPP je určeno dovolené namáhání na základě literatury [3] a [6] a při předepsané teplotě dle ČSN 69 0010. Dle platné normy je následně zjištěno, zda navržené tloušťky stěn splňují předem stanovené podmínky.

6.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA VÁLCOVÉHO PLÁŠTĚ

Válcový plášť je zhotoven z materiálu 11 416.1 ČSN 41 1416. Veškeré hodnoty potřebné pro pevnostní kontrolu pláště vychází z normy ČSN 69 0010. Na základě koeficientů bezpečnosti k mezi kluzu a k mezi pevnosti a z meze kluzu R_e a meze pevnosti R_m jednotlivých materiálů částí SPP bylo stanoveno dovolené namáhání. Pro provozní stavy byla zvolena hodnota nižší tj. hodnota získaná z meze pevnosti R_e . Tlaková zkouška se provádí 10 % monoetanolaminem pro zkušební tlak $p_z = 0,89$ MPa při zkušební teplotě 20 °C dle ČSN 69 0010. Od těchto hodnot se odvíjí vlastní pevnostní kontrola i dalších důležitých dílů zařízení.

6.1.1 KONTROLA PRO PROVOZNÍ STAV

$R_e = 210$ [Mpa]	Minimální hodnota meze kluzu při výpočtové teplotě 177 °C
$R_m = 400$ [Mpa]	Minimální hodnota meze pevnosti při výpočtové teplotě 177 °C
$x_e = 1,5$ [1]	Koeficient bezpečnosti k mezi kluzu
$x_m = 2,4$ [1]	Koeficient bezpečnosti k mezi pevnosti
$D_n = 2,66$ [m]	Průměr nádoby SPP

$s_1 = 0,02 \text{ [m]}$ Tloušťka stěny SPP
 $\nu = 0,7 \text{ [1]}$ Součinitel svarového spoje dle ČSN 411416
 $p_v = 0,6 \text{ [Mpa]}$ Výpočtový přetlak

Stanovení dovoleného namáhání do teploty 350 °C pro provozní stav:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{x_e} \text{ [MPa]} \quad (90)$$

$$\sigma_D = \frac{210}{1,5} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_D = 140 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_D = \frac{R_m}{x_m} \text{ [MPa]} \quad (91)$$

$$\sigma_D = \frac{400}{2,4} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_D = 170 \text{ [MPa]}$$

Pro výpočet použiji nižší hodnotu dovoleného namáhání tj. $\sigma_D = 140 \text{ [MPa]}$, pak dále:

Stanovení výpočtové tloušťky stěny pro provozní stav:

$$s_{v1} = \frac{p_v \cdot D_n}{2 \cdot \sigma_D \cdot \nu + p_v} \text{ [m]} \quad (92)$$

$$s_{v1} = \frac{0,6 \cdot 10^6 \cdot 2,66}{2 \cdot 140 \cdot 10^6 \cdot 0,7 + 0,6 \cdot 10^6} \text{ [m]}$$

$$s_{v1} = 0,0081 \text{ [m]}$$

Podmínka bezpečnosti válcového pláště pro provozní stav:

$$s_{v1} < s_1 \quad (93)$$

$0,0081 < 0,02 \Rightarrow$ Tloušťka stěny vyhovuje výpočtovému přetlaku.

6.1.2 KONTROLA PRO TLAKOVOU ZKOUŠKU

$R_e = 260$ [Mpa] Minimální hodnota meze kluzu při výpočtové teplotě 20 °C

$x_z = 1,1$ [1] Koeficient bezpečnosti pro tlakovou zkoušku

$p_z = 0,89$ [Mpa] Hodnota zkušební tlaku pro tlakovou zkoušku

$c = 0,002$ [Mpa] Přídavek na korozi

Stanovení dovoleného namáhání pro tlakovou zkoušku:

$$\sigma_z = \frac{R_e}{x_z} \text{ [MPa]} \quad (94)$$

$$\sigma_z = \frac{260}{1,1} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_z = 236,4 \text{ [MPa]}$$

Stanovení výpočtové tloušťky stěny pro tlakovou zkoušku:

$$s_{v2} = \frac{p_z \cdot D_n}{2 \cdot \sigma_D \cdot v + p_z} \text{ [m]} \quad (95)$$

$$s_{v2} = \frac{0,89 \cdot 10^6 \cdot 2,66}{2 \cdot 236,4 \cdot 10^6 \cdot 0,7 + 0,89 \cdot 10^6} \text{ [m]}$$

$$s_{v2} = 0,001 \text{ [m]}$$

Podmínka bezpečnosti válcového pláště pro tlakovou zkoušku:

$$s_{v2} < s_1 \quad (96)$$

$0,001 < 0,02 \Rightarrow$ Tloušťka stěny vyhovuje zkušebnímu tlaku

Celková tloušťka stěny válcového pláště:

$$s = s_{v2} + c \text{ [m]} \quad (97)$$

$$s = 0,001 + 0,002 \text{ [m]}$$

$$s = 0,003 \text{ [m]}$$

6.1.3 CELKOVÁ KONTROLA TLOUŠŤKY STĚNY VÁLCOVÉHO PLÁŠTĚ

Celková tloušťka stěny dle ČSN 69 0010 musí splňovat následující podmínku:

$$\frac{D_n}{D_n - 2 \cdot s} \leq 1,3 \quad (98)$$

$$\frac{2,66}{2,66 - 2 \cdot 0,003} \leq 1,3$$

$$1,0008 \leq 1,3 \Rightarrow \text{Celková výpočtová tloušťka stěny vyhovuje}$$

Dále je nutné provést kontrolu pro celkovou tloušťku stěny. Ta vychází z předchozí podmínky (97) dle ČSN 69 0010:

$$\frac{D_n}{D_n - 2 \cdot s_1} \leq 1,3 \quad (99)$$

$$\frac{2,66}{2,66 - 2 \cdot 0,02} \leq 1,3$$

$$1,015 \leq 1,3 \Rightarrow \text{Celková tloušťka stěny podmínce vyhovuje}$$

6.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA DNA NÁDOBY

6.2.1 KONTROLA PRO PROVOZNÍ STAV

$\sigma_D = 140$ [Mpa] Dovolené namáhání do teploty 350 °C dle výpočtu 6.2

$D_n = 2,66$ [m] Průměr nádoby SPP

$p_v = 0,6$ [Mpa] Výpočtový přetlak dle výpočtu 6.2

$\beta = 2$ [1] Součinitel tvaru dna nádoby

$s_2 = 0,02$ [m] Tloušťka dna nádoby

$c = 0,002$ [Mpa] Přídavek na korozi dle výpočtu 6.2

Stanovení výpočtové tloušťky stěny dna SPP pro provozní stav:

$$s_{v3} = \frac{p_v \cdot D_n \cdot \beta}{4 \cdot \sigma_D} [m] \quad (100)$$

$$s_{v3} = \frac{0,6 \cdot 10^6 \cdot 2,66 \cdot 2}{4 \cdot 140 \cdot 10^6} [m]$$

$$s_{v3} = 0,0057 [m]$$

Podmínka bezpečnosti dna SPP pro provozní stav:

$$s_{v3} < s_2 \quad (101)$$

$0,0057 < 0,02 \Rightarrow$ Tloušťka stěny vyhovuje výpočtovému přetlaku.

6.2.2 KONTROLA PRO TLAKOVOU ZKOUŠKU

$\sigma_z = 236,4$ [Mpa] Dovolené namáhání pro tlakovou zkoušku dle výpočtu 6.2.2

$p_z = 0,89$ [Mpa] Hodnota zkušební tlaku pro tlakovou zkoušku dle výpočtu 6.2.2

Stanovení výpočtové tloušťky stěny dna SPP pro tlakovou zkoušku

$$s_{v4} = \frac{p_z \cdot D_n \cdot \beta}{4 \cdot \sigma_z} \quad [m] \quad (102)$$

$$s_{v4} = \frac{0,89 \cdot 10^6 \cdot 2,66 \cdot 2}{4 \cdot 236,4 \cdot 10^6} \quad [m]$$

$$s_{v4} = 0,005 \quad [m]$$

Podmínka bezpečnosti dna SPP pro tlakovou zkoušku:

$$s_{v4} < s_2 \quad (103)$$

$0,005 < 0,02 \Rightarrow$ Tloušťka stěny vyhovuje zkušebnímu tlaku

6.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA KUŽELOVÉHO VÍKA**6.3.1 KONTROLA PRO PROVOZNÍ STAV**

$\sigma_D = 140$ [Mpa] Dovolené namáhání do teploty 350 °C dle výpočtu 6.2

$D_{kv} = 2,88$ [m] Vnější průměr víka SPP

$p_v = 0,6$ [Mpa] Výpočtový přetlak dle výpočtu 6.2

$\varphi = 70$ [°] Poloviční úhel kuželového víka

$s_3 = 0,045$ [m] Tloušťka stěny horního víka SPP

$v = 0,7$ [1] Součinitel svarového spoje dle ČSN 411416

Stanovení výpočtové tloušťky stěny kuželového víka SPP pro provozní stav:

$$s_{v5} = \frac{p_v \cdot D_{kv}}{2 \cdot \sigma_D \cdot v + p_v} \cdot \frac{1}{\cos \varphi} \quad [m] \quad (104)$$

$$s_{v5} = \frac{0,6 \cdot 10^6 \cdot 2,88}{2 \cdot 140 \cdot 10^6 \cdot 0,7 + 0,6 \cdot 10^6} \cdot \frac{1}{\cos 70^\circ} \quad [m]$$

$$s_{v5} = 0,026 \quad [m]$$

Podmínka bezpečnosti kuželového víka SPP pro provozní stav:

$$s_{v5} < s_3 \quad (105)$$

0,026 < 0,045 => Tloušťka stěny vyhovuje výpočtovému přetlaku.

6.3.2 KONTROLA PRO TLAKOVOU ZKOUŠKU

$\sigma_z = 236,4 \quad [\text{Mpa}]$ Dovolené namáhání pro tlakovou zkoušku dle výpočtu 6.2.2

$p_z = 0,89 \quad [\text{Mpa}]$ Hodnota zkušební tlaku pro tlakovou zkoušku dle výpočtu 6.2.2

Stanovení výpočtové tloušťky kuželového víka SPP pro tlakovou zkoušku:

$$s_{v6} = \frac{p_z \cdot D_{kv}}{2 \cdot \sigma_z \cdot v + p_z} \cdot \frac{1}{\cos \varphi} \quad [m] \quad (106)$$

$$s_{v6} = \frac{0,89 \cdot 10^6 \cdot 2,88}{2 \cdot 236,4 \cdot 10^6 \cdot 0,7 + 0,89 \cdot 10^6} \cdot \frac{1}{\cos 70^\circ} \quad [m]$$

$$s_{v6} = 0,023 \quad [m]$$

Podmínka bezpečnosti kuželového víka SPP pro tlakovou zkoušku:

$$s_{v6} < s_3 \quad (107)$$

0,023 < 0,045 => Tloušťka stěny vyhovuje zkušebnímu tlaku

6.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA OŽEBROVANÉ TRUBKY

Trubky přehříváče jsou vyrobeny z materiálu 12 022. Pro tuto ocel platí hodnota koeficientu k mezi kluzu x_e uvedená níže.

6.4.1 KONTROLA PRO PROVOZNÍ STAV

$d_1 = 0,016$ [m]	Vnější průměr ožebrované trubky přehříváče
$d_2 = 0,012$ [m]	Vnitřní průměr ožebrované trubky přehříváče
$p_v = 5,69$ [Mpa]	Výpočtový přetlak pro ožebrované trubky přehříváče
$s_4 = 0,002$ [m]	Tloušťka stěny ožebrované trubky přehříváče
$R_e = 240$ [Mpa]	Minimální hodnota meze pevnosti při výpočtové teplotě 228 °C
$x_e = 1,5$ [1]	Koeficient bezpečnosti k mezi kluzu

Stanovení dovoleného namáhání pro provozní stav:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{x_e} \text{ [MPa]} \quad (108)$$

$$\sigma_D = \frac{240}{1,5} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_D = 160 \text{ [MPa]}$$

Stanovení napětí v trubce od vnitřního přetlaku pro provozní stav:

$$\sigma = \frac{p_v \cdot (d_1 - s_4)}{2 \cdot s_4} \text{ [MPa]} \quad (109)$$

$$\sigma = \frac{5,69 \cdot (0,016 - 0,002)}{2 \cdot 0,002} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma = 20 \text{ [MPa]}$$

Podmínka bezpečnosti ožebrované trubky pro provozní stav:

$$\sigma < \sigma_D \quad (110)$$

$20 < 160 \Rightarrow$ Tloušťka stěny trubky vyhovuje s velkou rezervou

6.4.2 KONTROLA PRO TLAKOVOU ZKOUŠKU

$p_z = 8,54$ [Mpa] Hodnota zkušební tlaku ožebrované trubky pro tlakovou zkoušku

Stanovení napětí v trubce od vnitřního přetlaku pro tlakovou zkoušku:

$$\sigma = \frac{p_z \cdot (d_1 - s_4)}{2 \cdot s_4} \quad [\text{MPa}] \quad (111)$$

$$\sigma = \frac{8,54 \cdot (0,016 - 0,002)}{2 \cdot 0,002} \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma = 30 \quad [\text{MPa}]$$

Podmínka bezpečnosti ožebrované trubky pro tlakovou zkoušku:

$$\sigma < \sigma_D \quad (112)$$

$30 < 160 \Rightarrow$ Tloušťka stěny trubky vyhovuje s velkou rezervou

6.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA ROZVÁDĚCÍ TRUBKY

Rozváděcí trubky jsou vyrobeny z materiálu 17 248.4. Pro tuto ocel platí hodnota koeficientu k mezi kluzu x_e uvedená níže.

6.5.1 KONTROLA PRO PROVOZNÍ STAV

$d_3 = 0,022$ [m] Vnitřní průměr rozváděcí trubky

$p_v = 5,69$ [Mpa] Výpočtový přetlak pro rozváděcí trubky

$s_5 = 0,003$ [m] Tloušťka stěny rozváděcí trubky

$R_e = 245$ [Mpa] Minimální hodnota meze pevnosti při výpočtové teplotě 250 °C

$x_e = 1,5$ [1] Koeficient bezpečnosti k mezi kluzu

Stanovení dovoleného namáhání pro provozní stav:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{x_e} \text{ [MPa]} \quad (113)$$

$$\sigma_D = \frac{245}{1,5} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_D = 163,3 \text{ [MPa]}$$

Stanovení výpočtové tloušťky stěny rozváděcí trubky:

$$s_{v7} = \frac{p_v \cdot (d_3 + 2 \cdot s_5)}{2 \cdot \sigma_D + p_v} \text{ [m]} \quad (114)$$

$$s_{v7} = \frac{5,69 \cdot 10^6 \cdot (0,022 + 2 \cdot 0,003)}{2 \cdot 163,3 \cdot 10^6 + 5,69 \cdot 10^6} \text{ [m]}$$

$$s_{v7} = 0,00048 \text{ [m]}$$

Podmínka bezpečnosti rozváděcí trubky pro provozní stav:

$$s_{v7} < s_5 \quad (115)$$

0,00048 < 0,003 => Tloušťka stěny rozváděcí trubky vyhovuje

6.5.2 KONTROLA PRO TLAKOVOU ZKOUŠKU

$p_z = 8,54 \text{ [Mpa]}$ Hodnota zkušebního tlaku rozváděcí trubky pro tlakovou zkoušku

Stanovení výpočtové tloušťky stěny rozváděcí trubky:

$$s_{v8} = \frac{p_z \cdot (d_3 + 2 \cdot s_5)}{2 \cdot \sigma_D + p_z} \text{ [m]} \quad (116)$$

$$s_{v8} = \frac{8,54 \cdot 10^6 \cdot (0,022 + 2 \cdot 0,003)}{2 \cdot 163,3 \cdot 10^6 + 8,54 \cdot 10^6} \text{ [m]}$$

$$s_{v8} = 0,0007 \text{ [m]}$$

Podmínka bezpečnosti rozváděcí trubky pro tlakovou zkoušku:

$$s_{v8} < s_5 \quad (117)$$

0,0007 < 0,003 => Tloušťka stěny rozváděcí trubky vyhovuje pro tlakovou zkoušku

7. ZÁVĚR

V této diplomové práci jsem se zabýval návrhem vertikálních a horizontálních separátorů a přihřívačů pro jaderné elektrárny III+ generace středních a vyšších výkonů a následnému návrhu konkrétního SPP vertikálního typu pro malé jaderné elektrárny o výkonu 70 MWe. V úvodní části byl proveden rozbor problematiky týkající se zvyšování nároků na výrobu elektrické energie, kde jako výhodné řešení současné i budoucí energetické situace se ukázala jaderná energetika. Aby byla zajištěna efektivnost a hospodárnost výroby energie, je potřeba věnovat zvýšenou pozornost jednotlivým zařízením v jaderné elektrárně. Jedním z těchto zařízení je také SPP, o němž pojednávala celá tato práce. Byla zde rozebrána problematika expanze mokré páry v turbíně a vliv vlhkosti v páře na temodynamickou účinnost turbíny a účinnost celého parního cyklu a problematika korozního a erozního působení vodních kapek na lopatky turbíny. Dále byly popsány jednotlivé druhy separátorů a přihřívačů včetně obrázkového doprovodu a uvedeno jejich použití na základních typech kombinovaných horizontálních a vertikálních SPP používaných na současných českých i zahraničních jaderných elektrárnách.

Ve druhé části práce bylo navrženo dvoustupňové vertikální zařízení pro malé jaderné elektrárny o výkonu 70 MWe. Na základě tepelného a hydraulického výpočtu 1. a 2. stupně přihřívače byly stanoveny důležité parametry pro průchod přihřívané a topné páry a pro vlastní konstrukci zařízení.

S ohledem na použité materiály, rozměry zařízení a na konstrukci SPP, jsou hodnoty vypočtené v kapitolách 4. a 5. vyhovující, o čemž svedčí i provedená pevnostní kontrola.

Součástí práce je také výkresová dokumentace dvoustupňového vertikálního separátoru-přihřívače včetně základních rozměrů, kazety přihřívače a schématické zapojení SPP do oběhu s parní turbínou.

Poděkování:

Na závěr své práce bych rád poděkoval svému vedoucímu prof. Ing. Pavlu Kolatovi, DrSc. za jeho cenné rady a odborné vedení během zpracování mé diplomové práce.

8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ZVARA, J.: *Separátory a přehříváče pary pro jadrové elektrárny*, Edičné stredisko SVŠT v Bratislavě, 1976, 82 s.
- [2] KOLAT, P : *Přenos tepla a hmoty*, skripta VŠB-TU Ostrava, 1986, 266 s.
- [3] VÁLEČEK, R.: *Návrh separátoru a přehříváče páry pro jadernou elektrárnu PWR 500 MWe*, diplomová práce, Katedra energetiky VŠB – TU Ostrava, 1988
- [4] Kadlec Z., *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. Edice SPBI , Ostrava, 2009, 100 s. ISBN 978-80-7385-061-6
- [5] Kadlec, Z.: *Termomechanika - návody do cvičení*, VŠB - TU Ostrava, 2001
- [6] Kuldásek, K.: *Návrh separátoru a přehříváče páry pro turbínu 1000 MWe tlakovodní jaderné elektrárny*, diplomová práce, Katedra energetiky VŠB – TU Ostrava, 2008
- [7] JANEBA, B.: *Tepelné výpočty kotlů a parních generátorů*, ČVUT Praha, 1982
- [8] HEJZLAR, R.: *Stroje a zařízení jaderných elektráren 1. díl*, skripta ČVUT Praha, 2005, ISBN 80-01-03190-6
- [9] VESECKÝ, R.: *Jaderné reaktory IV. generace*, diplomová práce, Fakulta elektrotechnická, ČVUT Praha, 2006
- [10] JANEČEK, J.: *Separátor a přehříváč v jaderné elektrárně*, bakalářská práce, Katedra energetiky VŠB – TU Ostrava, 2010
- [11] KOLAT, P : *Úvod do jaderné energetiky*, elektronická skripta VŠB-TU Ostrava, 2011, 178 s.
- [12] ČERNÝ, V.: *Parní Kotle*, SNTL Nakladatelství technické literatury, Praha, 1983,

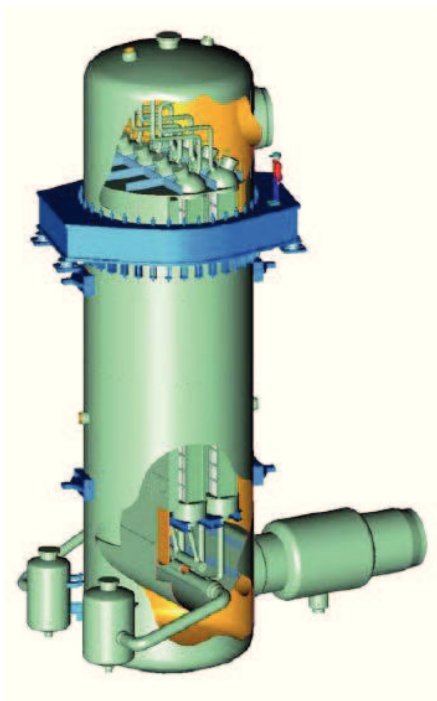
9. PŘÍLOHY

Seznam příloh

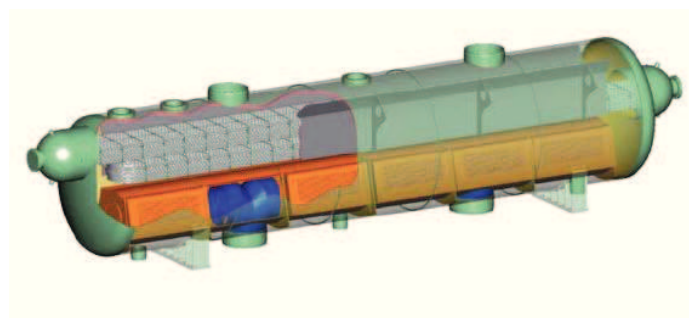
příloha	název
č.1	Obrázková dokumentace horizontálních a vertikálních SPP
č.2	Výkresová dokumentace kazety přehříváče
č.3	Schématické zapojení separátoru a přehříváče páry do oběhu
č.4	Výkresová dokumentace vertikálního SPP pro malé jaderné elektrárny o výkonu 70 MWe

Příloha č. 1

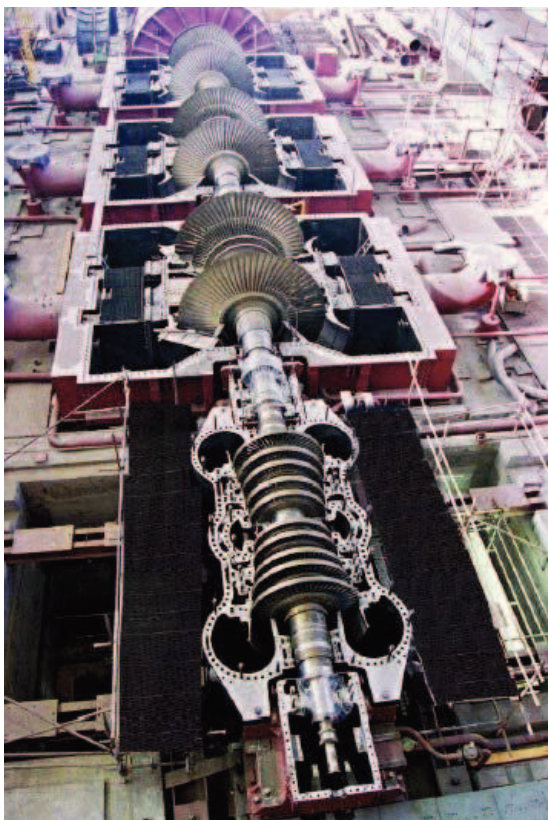
Vertikální typ systém BALCKE



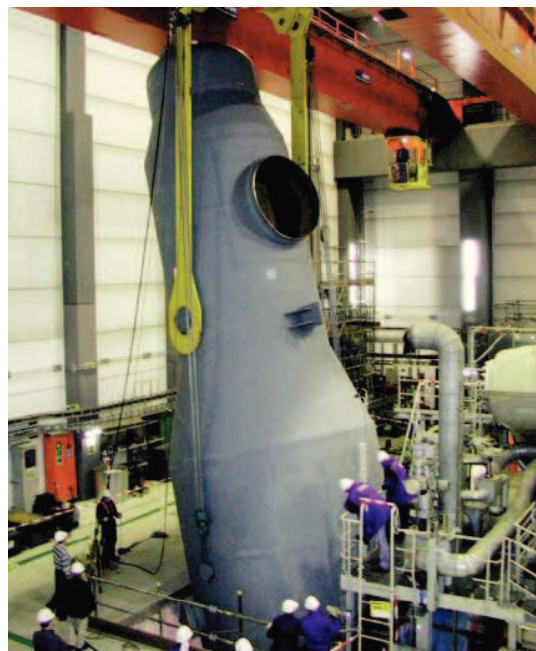
Horizontální typ systém BALCKE



Pohled na NT a VT část odkrytované turbíny

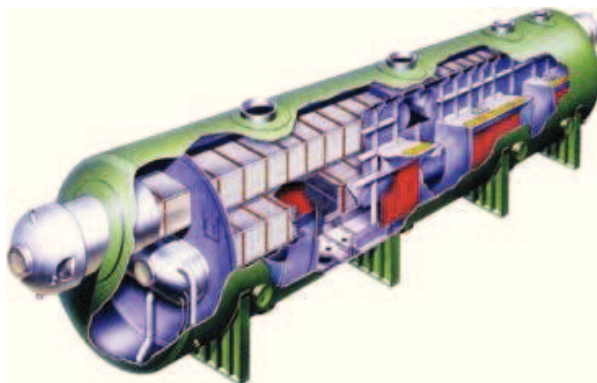


Instalace nového vertikálního typu

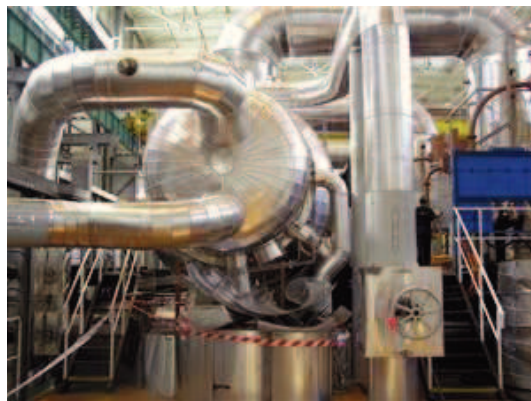


Horizontální typ SPP s použitím v závodě

MITSUBISHI v USA



Umístění horizontálního SPP vedle turbíny



Pohled do přehříváče páry demontovaného vertikálního typu SPP

